

**Erstellung und Validierung eines mathematischen Modells
für die heterogene Verbrennung auf dem Müllrost
und dessen Anwendung bei CFD-Simulationen
hinsichtlich einer optimierten Feuerungstechnik**

Universität-Gesamthochschule Essen
Fachbereich 12, Maschinenwesen
(Energie-, Maschinen- und Verfahrenstechnik)

Dissertation zum Erwerb
des Grades
Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

vorgelegt von Thomas Klasen
Mülheim an der Ruhr

Tag der mündlichen Prüfung: 22.07.2003

1. Gutachter: Professor Dr.-Ing. K. Görner
2. Gutachter: Professor Dr.-Ing. I. Romey

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Umweltverfahrenstechnik und Anlagentechnik der Universität-Gesamthochschule Essen.

Ohne die Hilfe einiger Personen hätte diese Arbeit nicht entstehen können. An dieser Stelle möchte ich mich deshalb bei Ihnen bedanken.

An erster Stelle gilt mein besonderer Dank Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. K. Görner für das entgegengebrachte Vertrauen und die wissenschaftliche Betreuung dieser Arbeit.

Allen Mitarbeiterinnen und Mitarbeiter des Lehrstuhls, die zum Gelingen der Arbeit beigetragen haben, möchte ich ebenso herzlich danken. Insbesondere möchte ich hierbei meine Bürokollegen Herrn Martin Liebetruß, Herrn Robert Mühlhaus und Herrn Dirk Schettler nennen und Ihnen für fachliche sowie persönliche Gespräche danken.

Meiner Familie und meinen Freunden fühle ich mich speziell verbunden. Durch ihre Geduld, ihren Verzicht und ihre Rückendeckung haben sie den erfolgreichen Abschluss dieser Arbeit sehr gefördert.

Mülheim an der Ruhr, November 2003

Thomas Klasen

Inhaltsverzeichnis

	Seite
1 Einleitung	4
1.1 Einführung und Motivation	4
1.2 Stand der Technik	5
1.3 Aufgabenstellung	8
2 Müllverbrennung	9
2.1 Allgemeine Grundlagen	9
2.2 Verbrennungsroste	10
2.2.1 Luftgekühlter Rost	10
2.2.2 Wassergekühlter Rost	11
2.2.3 Verbrennungszonen auf dem Rost	12
2.3 Feuerräume von Müllverbrennungsanlagen	13
2.3.1 Feuerraumgeometrie	13
2.3.2 Ursprüngliche Sekundärluftzuführung in den Feuerraum	15
2.3.3 Neue Konzepte zur Sekundärlufteindüsung in den Feuerraum	16
2.4 Keramische Auskleidungen und Feuerfest-Systeme	21
2.4.1 Feuerfestmaterialien	21
2.4.2 Aufbau eines Feuerfest-Systems	23
2.4.3 Wärmetechnische Berechnungen	24
2.5 Korrosionsvorgänge in Hausmüllverbrennungsanlagen	28
2.5.1 Korrosionsproblematik	28
2.5.2 Grundlagen der Korrosion	28
2.5.3 Korrosion durch Chlor und Chloride	31
2.5.4 Korrosion durch CO in reduzierender Gasatmosphäre	33
2.5.5 Reaktionen mit Schwefel	34
2.5.6 Korrosion durch Salzschnmelzen	34
2.6 Verschlackung und Verschmutzung	35
2.6.1 Verschlackungs- und Verschmutzungsproblematik	35
2.6.2 Ansatzbildung	35
2.6.3 Schmelzverhalten von Ascheteilchen	36

3	Verbrennungsprozesse	38
3.1	Allgemeine Grundlagen	38
3.2	Verbrennungsreaktionen	41
3.3	Brennstoffe	44
3.4	Schadstoffe	45
4	Mathematische Modellierung und numerische Simulation	49
4.1	Einführung in die Modellbildung	49
4.2	Allgemeine Transportgleichung	50
4.3	Beschreibung einer turbulenten Strömung	51
4.3.1	Transportgleichung für die Bilanzierung einer Strömung	51
4.3.2	Turbulenzmodellierung	52
4.3.2.1	Eigenschaften der Turbulenz	52
4.3.2.2	Zeitmittelung	52
4.3.2.3	Reynolds-Spannungs-Modell	54
4.3.2.4	Algebraisches Spannungs-Modell	55
4.3.2.5	k- ϵ -Modell	55
4.3.2.6	Wandnahe Bereiche	57
4.4	Beschreibung der Wärmeübertragung	58
4.4.1	Transportgleichung für die Bilanzierung der Enthalpie	58
4.4.2	Modellierung der Strahlung	59
4.4.2.1	Eigenschaften der Strahlung	59
4.4.2.2	Strahlungsmodelle	60
4.4.2.3	Zonen-Modell	61
4.4.2.4	Fluss-Modell	64
4.4.2.5	Randbedingungen bei Strahlungsmodellen	65
4.5	Beschreibung von reagierenden Strömungen	66
4.5.1	Stofftransportgleichung	66
4.5.2	Reaktionsmodelle bei kinetisch kontrollierten Reaktionen	67
4.5.3	Reaktionsmodelle für turbulent reagierende Strömungen	68
4.5.3.1	Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion	68
4.5.3.2	Wirbelzerfallsmodelle	68
4.6	Diskretisierung und numerische Lösungsverfahren	71
4.7	Beschreibung von starren, kugelförmigen Partikeln	75
5	Modellierung der Rostverbrennung	77
5.1	Heterogene Verbrennung auf dem Rost	77
5.2	Aufgabenstellung für die CFD-Modellierung	82
5.3	Stand der Modellierung	83
5.4	Weiterentwicklung der mathematischen Modelle	90

6	Anlagen-, Betriebs- und Simulationsdaten	99
6.1	Modellanlage für eine Vorstudie	99
6.2	Modellanlagen für die Hauptstudie	103
6.2.1	Untersuchungspunkte und Fragestellungen der Hauptstudie	103
6.2.2	Sekundärlufteindüsungskonzepte für Gleich-, Gegen- und Mittelstrom	103
6.2.2.1	Feuerraumgeometrie der Modellanlagen	103
6.2.2.2	Weitere untersuchte Sekundärluftkonzepte	107
6.2.3	Betriebs- und Auslegungsdaten der Berechnungsfälle	110
6.2.4	Untersuchte Feuerfest-Systeme	113
6.3	Reale Großanlagen	117
6.4	Verwendete Modelle und numerische Berechnungsdaten	120
7	Ergebnisse	121
7.1	Vergleich von Mess-, Literatur- und Simulationswerten	121
7.1.1	Berechnete Realanlagen	121
7.1.2	Vergleich mit Literaturdaten	128
7.2	Vorarbeiten	131
7.2.1	Sekundärluftdüsenanordnung	131
7.2.2	Symmetrierandbedingungen	137
7.2.3	Schütthöhenberechnung mit PFC	139
7.3	Hauptuntersuchungen an den Modellanlagen	140
7.3.1	Feuerraumgeometrie	140
7.3.2	Wärmefreisetzungsverlauf auf dem Rost	146
7.3.3	Sekundärluftzuführungskonzept	149
7.3.4	Feuerfest-Auskleidung	161
7.3.5	Korrosionsgefahr	167
7.3.6	Verschlackungs- und Verschmutzungsneigung	172
7.4	Anlagenoptimierung von realen Großanlagen	175
7.4.1	Sekundärluftverteilung	175
7.4.2	Sekundärluftdüsenanstellung	179
8	Zusammenfassung	185
9	Formelzeichen	191
10	Literaturverzeichnis	196
A	Anhang (Farbtafel)	A1

1 Einleitung

1.1 Einführung und Motivation

Die thermische Entsorgung von Abfällen stellt zunehmend einen unverzichtbaren Teil der heutigen Abfallwirtschaft dar. Rechtliche Rahmenbedingungen, wie z.B. das im Oktober 1996 in Kraft getretene Kreislaufwirtschafts- und Abfallgesetz (Förderung der Kreislaufwirtschaft und Sicherung der umweltverträglichen Beseitigung von Abfällen, KrW-/AbfG [1.1]), üben in Deutschland einen großen Einfluss auf die Steuerung der Abfallströme zu einzelnen Entsorgungsverfahren aus. Das KrW-/AbfG verfolgt den Grundgedanken, die anfallenden Rückstände als Sekundärrohstoffe in den Wirtschaftskreislauf zurückzuführen.

Die Situation des deutschen Entsorgungsmarktes sieht momentan so aus, dass etwa 26% (9,6 Mio. t) des Haus- und Gewerbemülls thermisch behandelt werden. Unter der Annahme, dass die TA Siedlungsabfall [1.2] in ihrer heutigen Form umgesetzt und das KrW-/AbfG konsequent angewandt wird, steigert sich die in Deutschland thermisch zu entsorgende Abfallmenge in den kommenden drei Jahren um ca. 100% [1.3].

Verbrennungsanlagen besitzen gegenüber anderen Entsorgungsverfahren (z.B. Deponierung) wesentliche Vorteile. Die im Abfall gebundene Energie kann in technisch nutzbare Energie überführt werden, das Volumen des Mülls wird stark reduziert, toxische oder verseuchte Stoffe können zerstört werden und es besteht bei der Deponierung der Reststoffe praktisch keine Gefahr einer Grundwasserverschmutzung.

Industrie- und Sonderabfälle werden üblicherweise in Drehrohröfen behandelt, wobei eine sichere thermische Zersetzung insbesondere durch sehr hohe Temperaturen erzielt wird. Das klassische Feuerungssystem für kommunalen Müll ist die Rostfeuerung. In den meisten Hausmüllverbrennungsanlagen ist der Rost entweder als Walzen- oder als Schubrost ausgeführt. Der Rost hat die Aufgabe den Abfall zu transportieren und zu schüren, d.h. gut durchzumischen, da das größte Problem bei der Verbrennung von Müll die zeitlich stark veränderliche Abfallzusammensetzung ist. In Zeitabständen von Minuten können sich die Brennstoffeigenschaften deutlich verändern, was eine Beeinflussung der Abbrenngeschwindigkeit und somit auch des lokalen Luftbedarfes auf dem Verbrennungsrost zur Folge hat. Außerdem ist der Heizwert des Mülls in den letzten Jahren stetig angestiegen, was sich vor allem in der Erhöhung der Feuerraumtemperatur nachteilig bemerkbar machte. Bei einer Vielzahl der vorhandenen Anlagen offenbarten sich daher nach gewissen Reisezeiten die beiden folgenden Probleme:

- Korrosionserscheinungen (insbesondere an den Wänden des Feuerraumes sowie der Nachbrennkammer und an den Überhitzerheizflächen) und
- Verschlackungen und Verschmutzungen (vor allem der Kesselheizflächen).

Dies ist problematisch, da der Betrieb von Abfallverbrennungsanlagen heutzutage durch einen harten Wettbewerb geprägt ist und Auslastung sowie Verfügbarkeit sehr wichtige Voraussetzungen für einen wirtschaftlichen Betrieb einer solchen Anlage sind. Ausfallzeiten, Reinigungs- und Reparaturkosten, die in erster Linie auf Grund von Verschmutzungen, Verschlackungen und Korrosionen entstehen, können schnell zu einem großen wirtschaftlichen Problem für Anlagenbetreiber werden. In der Regel liegen die Kosten für einen Kessel-Stillstand bei ca. 50.000 Euro/Tag.

1.2 Stand der Technik

Die in vielen Ländern vom Gesetzgeber vorgeschriebenen Grenzwerte [1.4, 1.5, 1.6] lassen sich in hohem Maße nur mittels eines kontrollierten Verbrennungsprozesses erzielen. Außerdem werden infolgedessen Verschlackungs-, Verschmutzungs- und Korrosionsneigungen teilweise deutlich reduziert. Nach der 17. BImSchV '90 [1.6] darf die Temperatur für einen vollständigen Ausbrand der Rauchgase zwei Sekunden lang nicht unter 850°C liegen. Gleichzeitig muss der Sauerstoffgehalt mindestens 6 Vol.-%, tr. betragen. In der Praxis werden zum Nachweis Netzmessungen an verschiedenen horizontalen Ebenen durchgeführt. Eine Optimierung der Verbrennungsprozesse anhand dieser Netzmessungen ist allerdings schwierig und kostenintensiv, da Spezieskonzentrationen, Geschwindigkeiten und Temperaturen -wenn überhaupt- nur punktuell erfasst und darüber hinaus vorwiegend als 10-Minuten-Mittelwerte nicht gleichzeitig, sondern nacheinander experimentell bestimmt werden.

In den letzten Jahren wurden anlagenspezifische Modifikationen durchgeführt, um den Verbrennungsprozess zu optimieren und die beschriebenen Bedingungen einzuhalten. Hierbei sind vor allem folgende Punkte zu nennen:

- Sekundärluftzuführung:
Zum einen wurden die Winkelanstellungen der einzelnen Düsen variiert, um bestimmte Strömungseffekte zu induzieren [1.7, 1.8], zum anderen kamen zusätzliche verfahrens- und anlagentechnische Varianten mit dem Ziel einer Strömungsvergleichmäßigung im Bereich des Übergangs vom Feuerraum in den 1. Zug zum Einsatz (engster Querschnitt) [1.9, 1.10].
- Feuerraumgeometrie:
Neben Gleichstromfeuerungen wurden auch Mittel- und Gegenstromfeuerungen konzipiert.
- Feuerfestmaterial:
Mit neuen Produkten und Bindesystemen, verstärktem Einsatz von dichten vorgeformten Materialien und speziellen Haltesystemen haben die Hersteller von Feuerfestprodukten auf die höheren thermischen und komplexeren chemischen Betriebsbedingungen reagiert [1.11, 1.12, 1.13].

Um Temperatur-, Strömungs- und Konzentrationsfelder betrachten und analysieren zu können, wurden mathematische Modelle entwickelt, bei denen die chemischen und physikalischen Vorgänge mit Hilfe von Gleichungen oder Gleichungssystemen beschrieben werden. Das Lösen dieser Gleichungen erfolgt auf Grund der Komplexität in den meisten Fällen durch eine numerische Berechnung. Die Güte der Modelle, die beispielsweise aus theoretischen Ansätzen oder empirischen Daten gewonnen werden können, kann schließlich aus der Abweichung zwischen den vorhergesagten und den experimentell bestimmten Werten ermittelt werden. Im letzten Jahrzehnt hat die numerische Berechnung von reagierenden Strömungen an vielen Stellen dazu beigetragen, komplexe verfahrenstechnische Anlagen zu simulieren und zu verbessern. Die numerische Simulation von Strömungs-, Mischungs- und Reaktionsvorgängen hat inzwischen einen Stand erreicht, der einen industriellen und wissenschaftlichen Einsatz gestattet. Bei der Abbildung von Feuerungsanlagen bzw. Einzelflammen kommen Strömungs-, Reaktions- und Wärmeübertragungsmodelle zum Einsatz. Seit 1970 sind mit Hilfe dieser Modelle beispielsweise Simulationen für Kohlenstaubflammen sehr erfolgreich durchgeführt worden [1.14, 1.15].

Publikationen über numerisch berechnete Müllverbrennungsanlagen sind in erster Linie wegen des inhomogenen Feststoffes "Müll" nur sehr selten zu finden. Obwohl die Rechnerkapazitäten in den letzten Jahren bei stark sinkenden Preisen enorm gestiegen sind, wurden weltweit nur sehr wenige numerische Simulationen von Müllverbrennungen durchgeführt. Einzig in Korea (Department of Mechanical Engineering, Korea Advanced Institute of Science and Technology, Taejon [1.16]), England (Department of Chemical and Process Engineering, University of Sheffield [1.17]), USA (School of Mechanical Engineering and Aerospace Engineering, University of Cornell [1.18]) und Deutschland (Lehrstuhl für Energieanlagentechnik, Universität Bochum [1.19], Forschungszentrum in Karlsruhe [1.20] und Lehrstuhl für Umweltverfahrenstechnik und Anlagentechnik, Universität Essen [1.21, 1.22, 1.23, 1.24, 1.25, 1.26, 1.27]) konnten bedeutsame wissenschaftliche Ergebnisse mit Hilfe von Strömungssimulationen im Rahmen von Forschungstätigkeiten gewonnen werden.

Vor etwa 10 Jahren wurden am „Department of Mechanical Engineering“ in Korea die ersten zweidimensionalen Simulationen begonnen und mit sogenannten Kaltluft- oder Wasser-Modellen verglichen. An einer Gegenstromversuchseinrichtung konnten gute Übereinstimmungen zwischen dem numerisch bestimmten zweidimensionalen Geschwindigkeitsfeld und dem visualisierten "kalten" Strömungsverlauf gefunden werden [1.28]. Allerdings treten hierbei grundsätzlich einige Schwierigkeiten auf. Verkleinerte „Cold-Flow“-Modelle weisen das Problem einer unzureichenden geometrischen, aerodynamischen, chemischen und thermischen Ähnlichkeit auf. Vor allem kann die in der Realität auftretende Wärmeübertragung durch Strahlung nicht berücksichtigt werden, sodass sich nahezu isotherme Bedingungen im Berechnungs-

raum ergeben. Ein zusätzlicher Nachteil bei zweidimensionalen Modellen ist die Auswahl der Schnittebene, da sich die Düsenreihen beispielsweise in Düsenanzahl oder -durchmesser unterscheiden können.

Das Werkzeug "numerische Simulation" ist zur Optimierung von Müllverbrennungsanlagen im Vergleich zu anderen Feuerungssystemen relativ selten in der Vergangenheit eingesetzt worden. Spezies-, Temperatur- und Strömungsverläufe können aber mit Hilfe von dreidimensionalen Simulationsrechnungen im Gegensatz zu den beispielsweise relativ teuren und nicht sehr abbildungsgenauen Cold-Flow-Modellen innerhalb kürzester Zeit für verschiedene Betriebsfälle untersucht und optimiert werden. Vor allem sind Unterwindverteilungen, Wärmeprofile auf der Müllbahn, Sekundärlufteindüsungen (Eindüsungsgeschwindigkeit, Geometrie, Anströmwinkel, Luftverteilung, ...), Feuerfestmaterialien und Lastpunkte beliebig variierbar, sodass Prozess- und Anlagenoptimierungen auf der Basis von mathematischen Modellen die Anlagenauslastung erheblich steigern können und sich ein Umbau häufig schon nach kurzer Zeit amortisiert.

Es gibt mehrere Möglichkeiten die Verbrennung auf dem Rost zu modellieren. Der Unterschied liegt in erster Linie in der Approximationsgüte. Die wesentlichen Alternativen sind:

- eindimensionales Modell:
Wärme- und Speziesfreisetzung entlang der Müllbahn
- zweidimensionales Modell:
Freisetzung auch über die Rostbreite
- zweidimensionales Modell:
Abbrandvorgänge innerhalb der Schüttschicht in vertikaler Richtung
- dreidimensionales Modell:
gesamte Abbrandvorgänge in alle Richtungen

Die meisten Institute und Firmen [1.16, 1.18, 1.20, 1.21, 1.29] verwenden eindimensionale Modelle. Hierbei werden die Randbedingungen für die in den Feuerraum eintretenden Stoff- und Energieströme entlang der Müllkontur als Verteilung vorgegeben.

Ein Abbrandmodell zur Beschreibung der Brennstoffumsetzung auf dem Rost wird bei zweidimensionalen Betrachtungen eingesetzt, was allerdings im Vergleich zu eindimensionalen Modellen mit einem sehr erhöhten Rechenaufwand verbunden ist.

Dreidimensionale Modelle werden seit einigen Jahren an der Universität in Sheffield [1.30] angewandt, um z.B. Zusammensetzungen innerhalb der Müllschicht oder Müllbetthöhen in Abhängigkeit des Ortes berechnen zu können.

Im letzten Jahrzehnt hat sich sowohl für technische Großanlagen als auch für kleinere Versuchseinrichtungen das Simulationsprogrammpaket FLUENT für Verbrennungsrechnungen bewährt [1.31, 1.32]. Die Standardversion von FLUENT enthält mehrere allgemein gültige Strömungs-, Reaktions- und Wärmeübertragungsmodelle und ist problemlos durch Unterprogramme erweiterbar, sodass auch projektspezifische Modelle eingesetzt werden können.

FLUENT wurde 1996 daher auch im Rahmen einer Diplomarbeit [1.21] eingesetzt, um den Beweis zu erbringen, dass Temperatur-, Spezies- und Geschwindigkeitsverteilungen im Feuer- und Nachbrennraum von Abfallverbrennungsanlagen mittels vereinfachter mathematischer Modelle und Annahmen für die heterogene Verbrennung auf dem Rost ausreichend genau und schnell vorhergesagt werden können.

1.3 Aufgabenstellung

Im Rahmen dieser Arbeit war zum einen die Approximationsgüte der in der Diplomarbeit eingesetzten Modelle für die heterogene Verbrennung im Müllbett anhand von Messwerten zu analysieren und gegebenenfalls zu verbessern, zum anderen sollten auf Basis dieser Modelle teils praxisnahe, teils theoretische Untersuchungen durchgeführt werden.

Ausgehend von den Grundlagen der Verbrennungstechnik sowie der mathematischen Modellierung von Verbrennungsprozessen, lag das Hauptaugenmerk der theoretischen Studien an einer Modellanlage auf allgemein gültige Aussagen zur Anlagenoptimierung hinsichtlich Feuerraumgeometrie (Gleich-, Mittel- oder Gegenstromfeuerung), Feuerfestmaterial, gefährdete Gebiete (Korrosions-, Verschlackungs- und Verschmutzungsneigung) und Art der Sekundärluftzuführung (z.B. mit Verdrängungskörper oder tangentiale Eindüsung).

Die praxisnahen Berechnungen sollten anhand eines Referenzfalles zeigen, dass die vorhergesagten Temperaturen und Konzentrationen mit den Messwerten weitestgehend übereinstimmen. Zusätzlich waren an den realen Großanlagen Optimierungsmöglichkeiten aufzuzeigen.

2 Müllverbrennung

2.1 Allgemeine Grundlagen

Bei der Müllverbrennung wird das Volumen und die Menge des Abfalls so stark reduziert, dass die Ablagerung der Rückstände deutlich erleichtert wird. Die Reststoffe müssen eventuell noch in verwertbare Substanzen überführt oder in eine ablagungsfähige Form gebracht werden. Wichtig ist auch die Inertisierung von Schadstoffen, also der Schutz von Luft und Gewässern vor giftigen Substanzen [2.1.1].

Im Vergleich zu klassischen Brennstoffen wird bei der thermischen Entsorgung von Abfällen viel weniger Energie freigesetzt. Hausmüll besitzt nur etwa 45% brennbare Substanzen, der Heizwert ist demnach relativ niedrig. Er bewegt sich auf Grund von regionalen und jahreszeitlichen Schwankungen zwischen 7 - 13 MJ/kg [2.1.2].

In den letzten Jahren wurden in thermischen Entsorgungsanlagen mit Einführung der 17. BImSchV und des Kreislaufwirtschaftsgesetzes gravierende Veränderungen wirksam. Aus Müllheizkraftwerken mit hoher Auslastung wurden zunehmend Restmüllverbrennungsanlagen, wobei die Bandbreite an Müllmengen und Müllheizwerten sehr stark schwanken kann. Der Brennstoff "Restmüll" ist sehr inhomogen und dadurch gekennzeichnet, dass sich die Brennstoffeigenschaften nahezu jede Minute verändern und somit der lokale Luftbedarf auf dem Verbrennungsrost in entsprechender Weise beeinflusst wird. Häufig wird der Müll deshalb vor der Verbrennung zerkleinert, kompaktiert und vorsortiert.

Bild 2.1.1 gibt einen generellen Überblick über die verschiedenen Anlagenteile in einer Müllverbrennungsanlage.

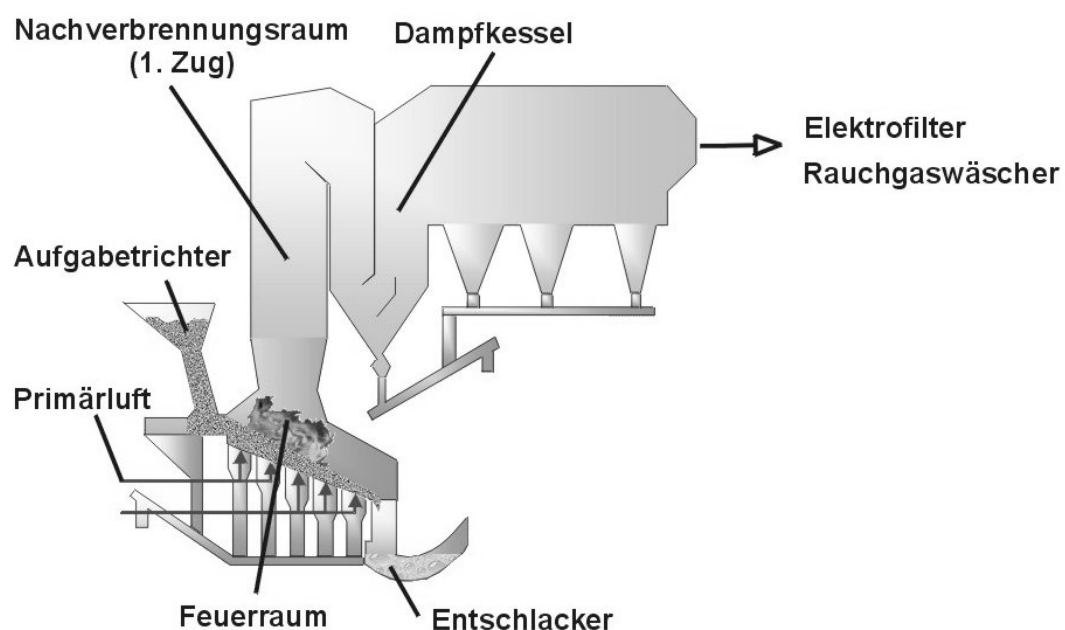


Bild 2.1.1: Aufbau einer Hausmüllverbrennungsanlage [2.1.3]

Die benötigte Verbrennungsluft wird aus dem Müllbunker abgesaugt und als Primärluft durch den Rost sowie als Sekundärluft durch mehrere Düsenreihen, welche in den Feuerraumwänden und -decken angeordnet sind, zugeführt. Die Aufteilung lag in den letzten Jahren üblicherweise bei etwa 70% Primär- und 30% Sekundärluft. Neuere Anlagen werden aber zunehmend mit einem deutlich höheren Sekundärluftanteil ausgelegt. Wichtiger Grund für die Luftstufung ist der NO_x -Gehalt in der Hauptverbrennungszone. Im unterstöchiometrischen Bereich entsteht weniger NO_x , da das O_2 -Angebot sehr gering ist und sich auf Grund einer reduzierten Feuerraumtemperatur weniger thermisches NO_x bildet. Außerdem kann bereits gebildetes NO_x unter diesen Bedingungen auch wieder reduziert werden [2.1.1].

Die Rauchgase gelangen vom Feuerraum in den 1. Zug. Für einen vollständigen Ausbrand der Kohlenwasserstoffe und von CO muss hier nach der 17. BImSchV zwei Sekunden lang eine Temperatur von über 850°C sowie ein Sauerstoffgehalt von mindestens 6 Vol.-%, tr. erreicht werden.

Im nachgeschalteten Kessel erfolgt über Rohrsysteme eine Wärmeübertragung an das Wasser-Dampf-Medium, wobei sich die Rauchgase auf rund 250°C abkühlen.

Die Verbrennungsgase werden üblicherweise in Elektrofiltern entstaubt, aus denen die Flugasche abgezogen wird. Die weitere Rauchgasreinigung, wie z.B. die Entschwefelung, erfolgt durch Absorption in Wäschern [2.1.1].

2.2 Verbrennungsroste

2.2.1 Luftgekühlter Rost

Bei konventionellen Verbrennungsrostsystemen erfolgt die Kühlung der Rostelemente mittels Primärluft. Aus verbrennungstechnischer Sicht stellt dies allerdings den Nachteil dar, dass die Primärluft hinsichtlich der NO_x -Reduzierung nicht beliebig abgesenkt werden kann.

Der Müll gelangt entweder direkt oder über eine Vorbehandlung auf die Feuerungsroste. Sie verlaufen schräg nach unten und sind für den Transport des Brenngutes durch den Feuerraum, die Zuführung der Primärluft und die Vermischung der Primärluft mit dem Brennstoff verantwortlich. Deren gebräuchlichste Bauarten sind in Bild 2.2.1 dargestellt.

Die brennende Müllschicht wird infolge der Rostbewegung ständig geschürt (vor allem bei Schubrosten) und so laufend mit dem neu zugeführten Brenngut am Rostanfang vermischt. Der Feststofftransport erfolgt bei Stufen- und Walzenrosten durch drehende Ketten bzw. Walzen. Bei Vor- und Rückschubrosten wird der Müll über die gesamte Rostlänge durch bewegliche Roststäbe transportiert.

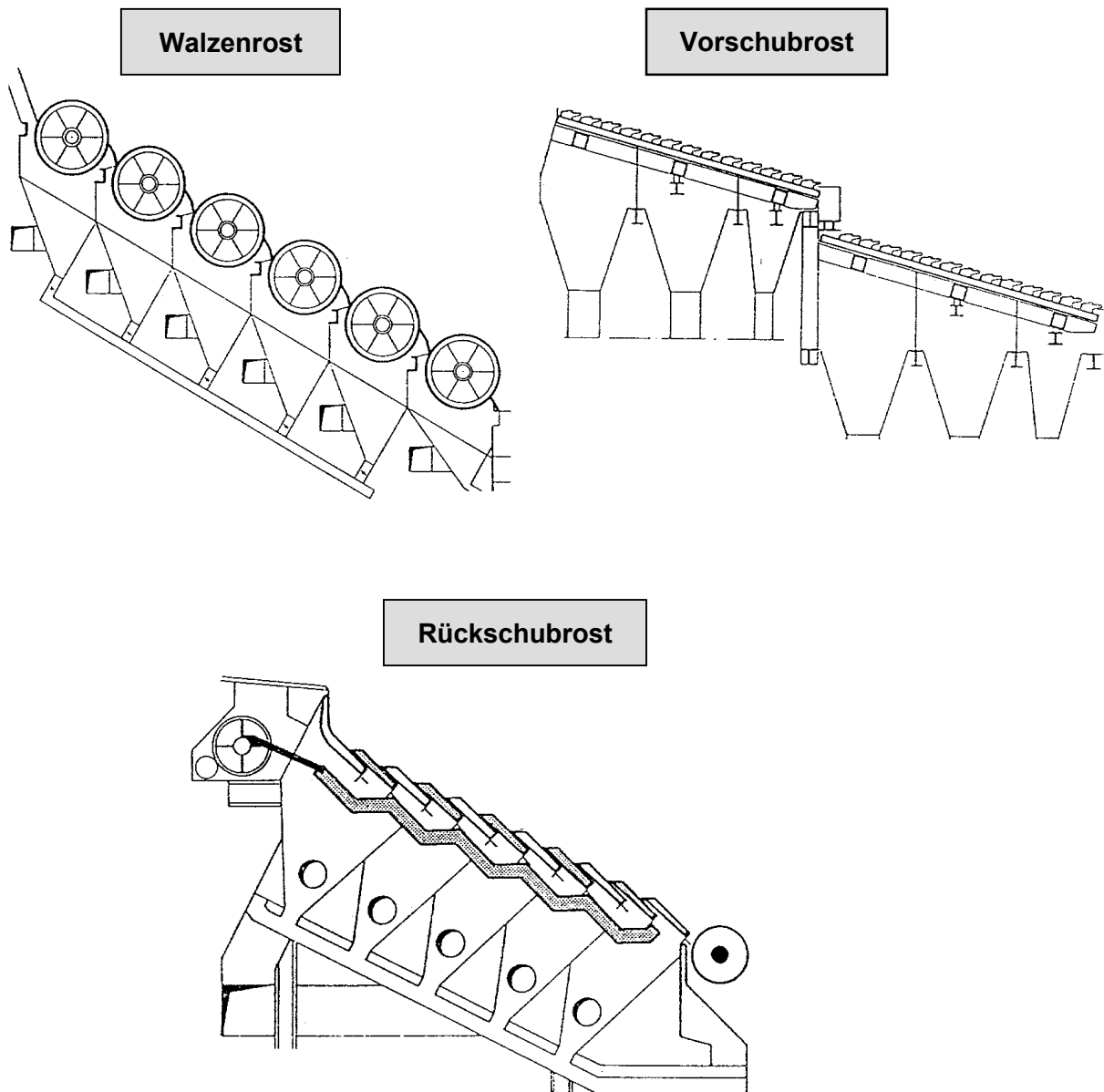


Bild 2.2.1: Typische Rostarten in Müllverbrennungsanlagen [2.2.1]

Während der Müll auf dem Vorschubrost prinzipiell durch die horizontale Bewegung der Stäbe transportiert wird, ist beim Rückschubrost die Roststabbewegung in Verbindung mit der Schwerkraft wirksam.

2.2.2 Wassergekühlter Rost

Mit der Kühlung der Rostelemente durch die Primärluft konnten keine ausreichend hohen Rostlebensdauern erzielt werden, weil die beiden Funktionen "Verbrennungsluftzufuhr" und "Rostkühlung" eng miteinander in Verbindung stehen und daher nur bedingt einzeln optimiert werden können. Zur Entkopplung wurden in den letzten Jahren vermehrt wassergekühlte Rostsysteme eingesetzt, so dass die Primärluftmenge im Hinblick auf eine gestufte Verbrennung weiter reduziert werden konnte (Bild 2.2.2).

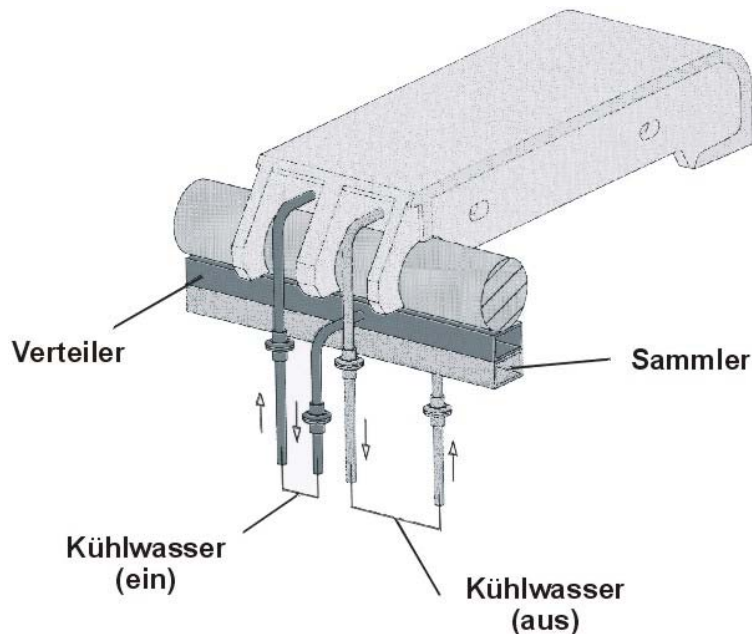


Bild 2.2.2: Schematischer Aufbau eines wassergekühlten Rostes [2.2.1]

Vor allem für die Verbrennung von hochkalorigen Abfällen (z.B. vorbehandelter Müll) eignen sich wassergekühlte Roste, weil sie im Vergleich zur Luftkühlung eine um rund 50% höhere thermische Belastbarkeit aufweisen ($1,1$ anstatt $0,7 \text{ MW/m}^2$).

Durch das Kühlwasser wird dem Feuerraum außerdem Wärme entzogen, so dass die Feuerraumtemperatur deutlich abgesenkt werden kann. Einziger Nachteil ist der komplexe und kostenintensive Aufbau. Die Mehrkosten können im Vergleich zu einem klassischen Rost mehrere Millionen Euro betragen. Allerdings minimieren sich die Betriebskosten infolge der erhöhten Verfügbarkeit deutlich.

2.2.3 Verbrennungszonen auf dem Rost

Der thermische Umwandlungsprozess findet über der gesamten Rostgeometrie statt. Die einzelnen Prozessschritte gehen zwar ineinander über, lassen sich aber dennoch in folgende vier Teilvorgänge bzw. Zonen unterscheiden [2.2.2, 2.2.3, 2.2.4]:

- Trocknung bzw. Trocknungszone ($T \sim 100^\circ\text{C}$),
- Entgasung und Zündung bzw. Entgasungszone ($T \sim 800^\circ\text{C}$),
- Verbrennung bzw. Hauptverbrennungszone ($T \sim 1300^\circ\text{C}$) und
- Nachverbrennung bzw. Ausbrandzone ($T \sim 500^\circ\text{C}$).

In der ersten Rostzone soll die Primärluft den Brennstoff trocknen und den Zündvorgang unterstützen. Deshalb bietet sich auch grundsätzlich eine Luftvorwärmung an. Allerdings darf diese nicht zu hoch sein, da eine zu starke Vorwärmung eine unzureichende Rostkühlung bewirkt und daher zu einer Herabsetzung der Rostlebensdauer führt.

Kohlenwasserstoffe werden in der Entgasungszone freigesetzt. Als Festkörper bleiben dann fixer Kohlenstoff und unbrennbare Bestandteile über. In der Hauptverbrennungszone reagiert dieser Kohlenstoff je nach Sauerstoffangebot zu CO oder CO₂. Aus den nicht brennbaren Substanzen bilden sich beispielsweise Halogenwasserstoffe, Schwefel- und Stickoxide. Das ausgebrannte Material fällt am Ende des Rostes in ein Wasserbad, dem Nassentschlacker [2.2.2, 2.2.3, 2.2.4].

Die Primärluft wird in Abhängigkeit des Müll-Heizwertes mit unterschiedlichen Mengen auf die einzelnen Zonen aufgeteilt. Bei hohem Heizwert liegt die Hauptverbrennungszone beispielsweise näher an der Müllaufgabenstelle, bei niedrigem eher am Rostende. Dementsprechend wird im ersten Fall mehr Primärluft im vorderen Bereich zugeführt, bei niedrigem Heizwert weiter hinten. Innerhalb weniger Minuten können sich allerdings die Eigenschaften des Brennstoffes komplett verändern. Die Hauptverbrennungszone verschiebt sich z.B. zum Rostanfang bzw. zum -ende, weil der Heizwert plötzlich um einige 1000 kJ/kg gestiegen oder gesunken ist.

2.3 Feuerräume von Müllverbrennungsanlagen

2.3.1 Feuerraumgeometrie

Eine typische Feuerraumgeometrie einer Müllverbrennungsanlage zeigt Bild 2.3.1.

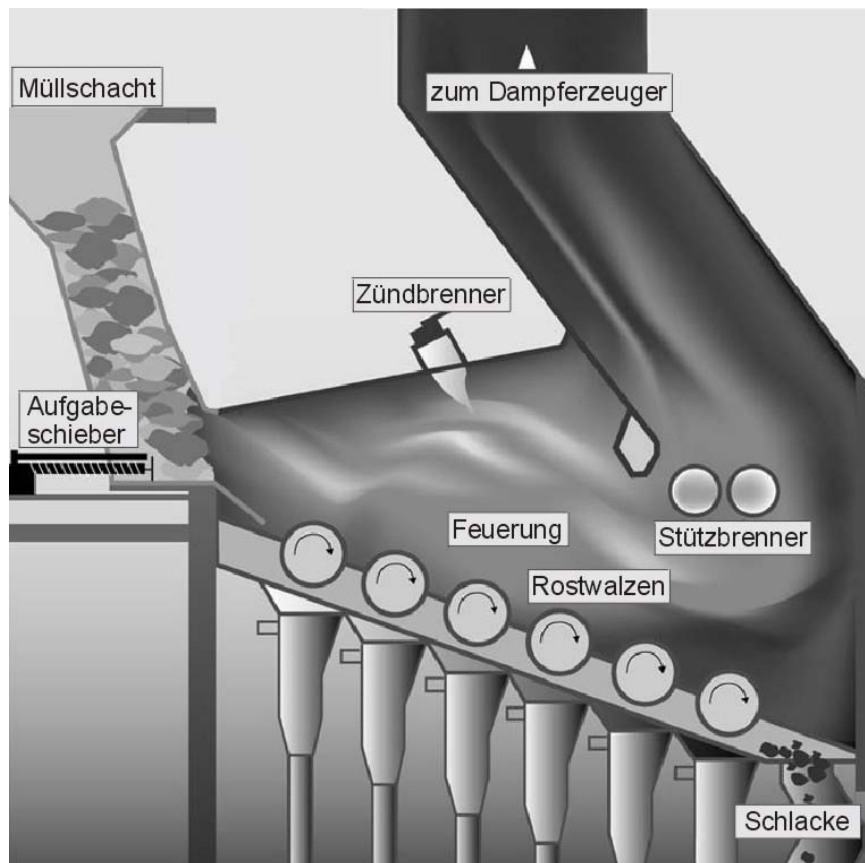


Bild 2.3.1: Feuerraum einer Müllverbrennungsanlage mit Walzenrost [2.3.1]

Die in Bild 2.3.1 illustrierte Feuerung wird als Gleichstromfeuerung bezeichnet, weil die Transport- bzw. Strömungsrichtungen des Mülls sowie der Rauchgase identisch sind.

In der Decke und in den Seitenwänden befinden sich üblicherweise Zünd- und Stützbrenner, die beim Anfahrvorgang bzw. bei sehr niedrigen Abfallheizwerten zum Einsatz kommen.

Der Brennraum kann, wie in Bild 2.3.2 dargestellt, auch für einen Gegen- oder Mittelstrombetrieb ausgeführt werden.

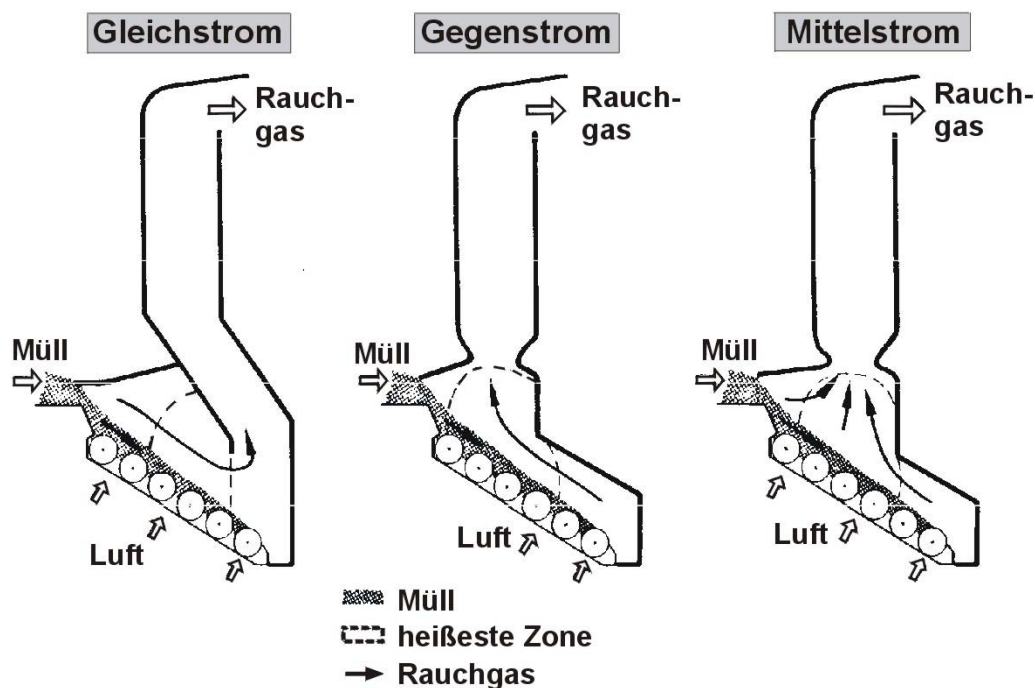


Bild 2.3.2: Schematisierte Darstellung von Rostfeuerungsanlagen im Gleich-, Mittel- und Gegenstrombetrieb [2.3.2]

Bei der Gleichstromfeuerung besteht das Problem einer stabilen Zündzone am Rostanfang und einer erschwerten Strömungsführung im Bereich der Umlenkung ("Nase"). Die Gegenstromvariante besitzt die Nachteile, dass zu Beginn Pyrolyseprodukte direkt in den 1. Zug gelangen sowie die vorderen Anlagenteile (z.B. Vorderwand und Rostelemente) auf Grund der recht frühen Hauptverbrennungszone sehr schnell verschleißsen können. Eine Kombination, bei der die Nachteile minimiert werden, stellt die Mittelstromfeuerung dar [2.3.2].

Der oben abgebildete Walzenrost ändert sich bei den verschiedenen Feuerraumgeometrien nicht, es verschiebt sich lediglich die Hauptverbrennungszone auf dem Rost. Eine detaillierte Ansicht des Feuerraumes mit den entsprechenden Rauchgas Temperaturen oberhalb der Müllbahn ist für die Gleichstrom- und der Mittelstromfeuerung in Bild 2.3.3 dargestellt.

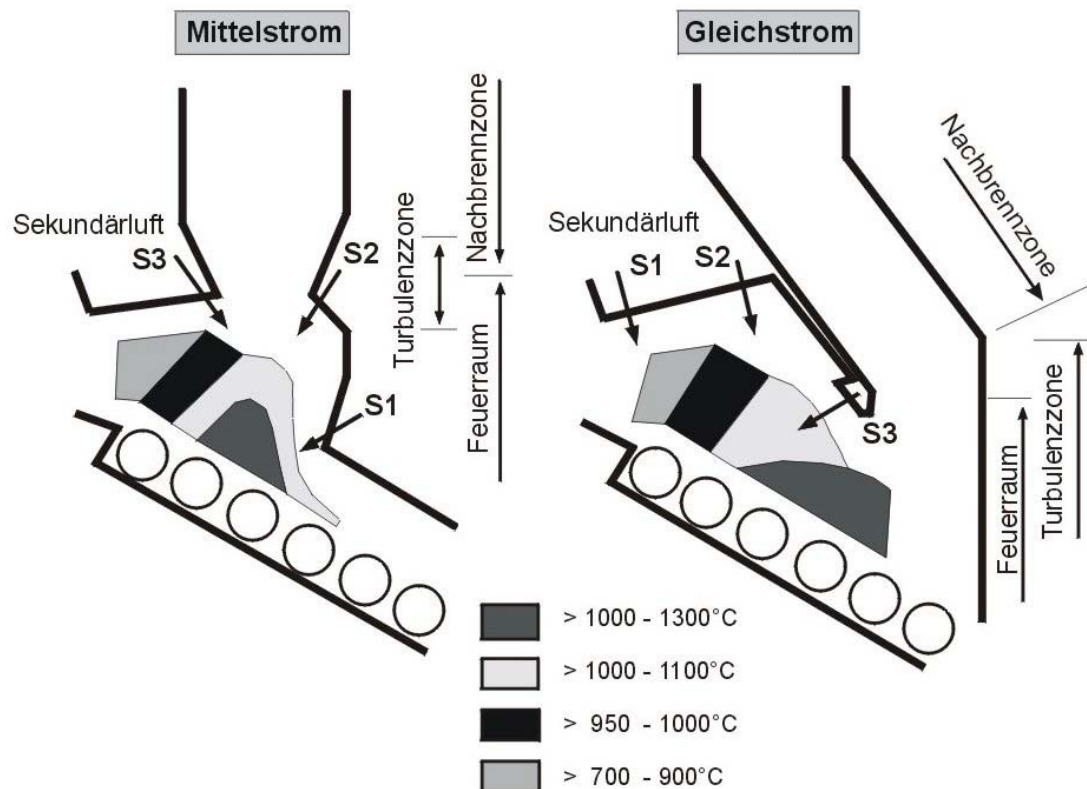


Bild 2.3.3: Gastemperaturen über der Müllbahn bei Mittel- und Gleichstrom [2.2.3]

Während die Hauptverbrennungszone bei der Mittelstromfeuerung mit Temperaturen von bis zu 1300°C etwa über der 2. und 3. Walze liegt, sind die höchsten Temperaturen bei der Gleichstromfeuerung erst ab der Rostmitte zu finden.

2.3.2 Ursprüngliche Sekundärluftzuführung in den Feuerraum

Traditionell wurden die Sekundärluftdüsenreihen in der Zünd- und Ausbranddecke sowie in der Vorder- und Rückwand angeordnet. Bild 2.3.4 zeigt für verschiedene Feuerraumgeometrie die genaue örtliche Anordnung der Düsenreihen [2.3.3].

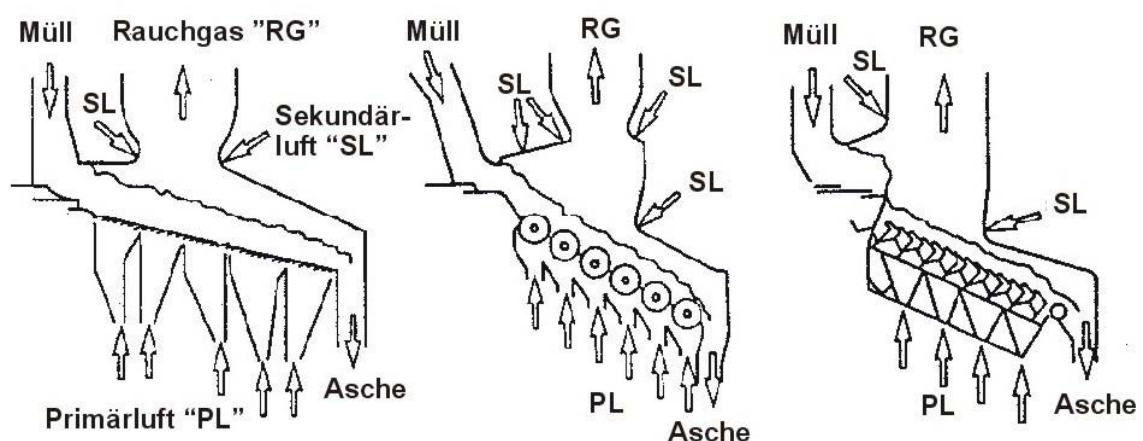


Bild 2.3.4: Ursprüngliche Anordnung der Sekundärluftdüsenreihen [2.3.3]

Häufig wird die Sekundärluft ("SL") im engsten Querschnitt (Übergang „Feuerraum/ 1.Zug“) eingedüst. Hierdurch kann eine ausreichende Eindringtiefe erzielt und ein erhöhtes Turbulenzniveau, das sich auf Grund der Einschnürung sowie Expansion ergibt, für die Vermischung zwischen Rauchgasen und Sekundärluft genutzt werden.

Die Düsendurchmesser sind in der Vergangenheit üblicherweise je Düsenreihe gleich gewesen und der Abstand "Düse/Düse" sowie "Düse/Wand" war für alle Reihen derselbe, d.h. die Düsenanzahl je Reihe änderte sich nicht, wie Bild 2.3.5 zeigt.

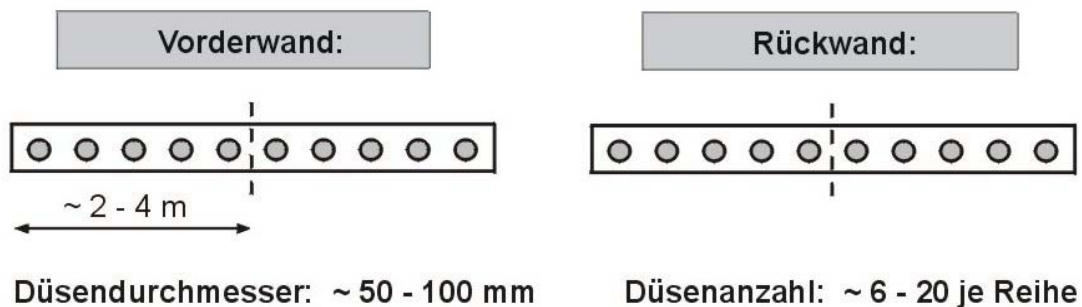


Bild 2.3.5: Anordnung der einzelnen Düsen je Reihe

2.3.3 Neue Konzepte zur Sekundärlufteindüsung in den Feuerraum

Im Hinblick auf optimale Verbrennungsbedingungen wurde die traditionelle Sekundärlufteindüsung modifiziert. Je nach Geometrie und Hersteller werden im Augenblick verschiedene Konzepte eingesetzt. Unterscheidungsmerkmale sind die Anzahl an Düsen und Reihen sowie die Anordnung und Anstellung der einzelnen Düsen.

Einige Hersteller bevorzugen beispielsweise versetzte Düsen, andere definierte Winkelanstellungen zur Induzierung von horizontalen Sekundärströmungen, wie in den Bildern 2.3.6 und 2.3.7 schematisch dargestellt ist [1.7, 1.8].

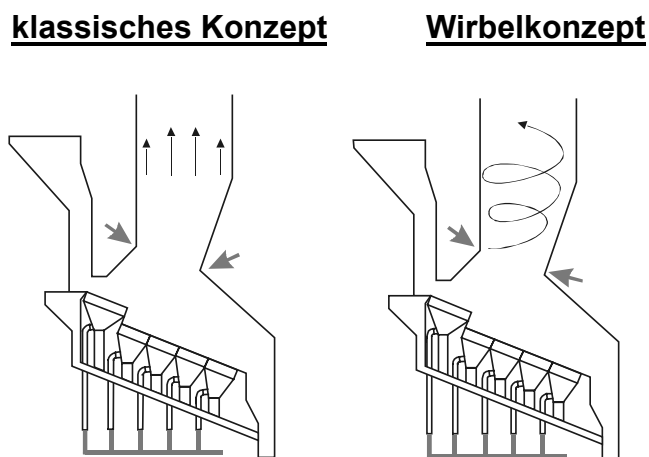


Bild 2.3.6: Klassische und tangentielle Art der Sekundärlufteindüsung [2.3.4]

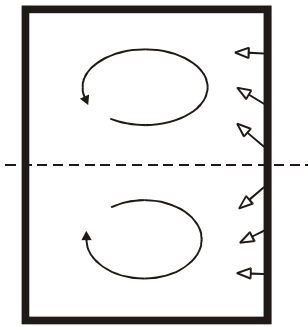
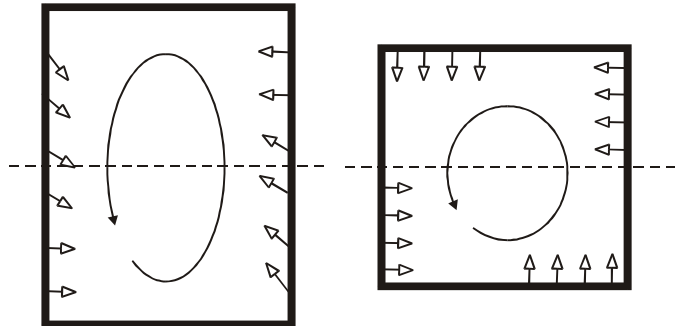
System „Babcock“System „von Roll“

Bild 2.3.7: Anstellung von Sekundärluftdüsen zur Induzierung einer Drallströmung („Wirbelkonzepte“, Draufsicht Feuerraum) [1.7, 1.8, 1.10].

Die Erzeugung einer Drallströmung in der Nachbrennkammer bewirkt eine gute Durchmischung der Rauchgase mit anschließender gleichmäßiger Strömungsverteilung. Ebenfalls ergibt sich ein Einfluss auf den Flugaschetransport in der Nachbrennkammer und damit auch auf die verbleibende Flugaschemenge. Bei einer gleichmäßigeren Strömungsverteilung werden größere Flugaschepartikel weniger gefördert und fallen zurück. Anhand der CO-Konzentrationen am Ende der Nachbrennkammer von insgesamt drei Linien soll in Bild 2.3.8 die positive Wirkung der Drallströmung verdeutlicht werden [1.8].

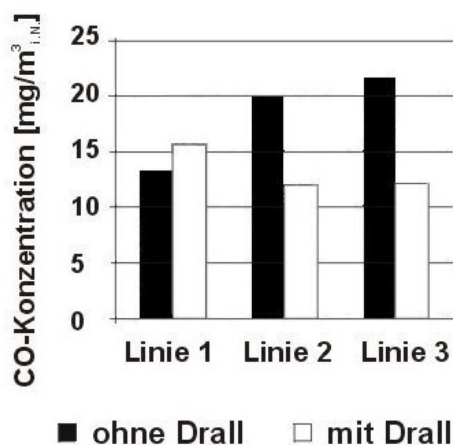


Bild 2.3.8: Auswirkungen einer Drallströmung (CO bei 11 Vol.-% O₂) [1.8]

In zwei von drei Linien konnten die CO-Gehalte am Ende der Nachbrennkammer durch die Drallströmung deutlich gesenkt werden. Bei Linie 3 wurden die Konzentrationen sogar fast halbiert.

In einigen Anlagen wurden zur Strömungsvergleichmäßigung im Bereich des Übergangs vom Feuerraum in den 1. Zug (engster Querschnitt) zusätzliche verfahrens- und anlagentechnische Varianten integriert.

Im Einzelnen sind dies:

- rotierender Sekundärluftdüsenbalken (Temelli-Balken in MVA Wuppertal):
Hierbei wird der Rauchgasstrom vor Einleitung in die Nachbrennkammer in Teilströme aufgeteilt. Die Sekundärluftzuführung erfolgt über luftgekühlte, rotierende Sekundärluft-Düsenbalken [1.10].
- Dampfeindüsung (Krüger-Methode in MVA Schwandorf):
Durch heiße Dampfstrahlen, die mit hoher Geschwindigkeit in die Nachbrennkammer eingeblasen werden, wird eine gute Vermischung im Rauchgasstrom erzeugt, ohne durch großvolumige kalte Sekundärluftstrahlen die CO-Nachverbrennung zu unterdrücken [1.10].
- Sekundärluftdüsenprisma (Kümmel-Balken in MVA Bonn):
Bei diesem Verfahren wird der Rauchgasstrom vor Einleitung in die Nachbrennkammer in zwei Teilströme ("A" und "B") aufgeteilt. Dies wird mit Hilfe eines keramisch abgekleideten und wassergekühlten Membranwand-Prismas der Firma IBB Engineering GmbH (Kaarst) realisiert. Die Sekundärluftzuführung erfolgt über vier Düsenreihen, nämlich von der Kesselstirnwand ("I"), der Kesselrückwand ("IV") und von beiden Seiten des Prismas ("II und III"), wie Bild 2.3.9 skizziert [1.23].

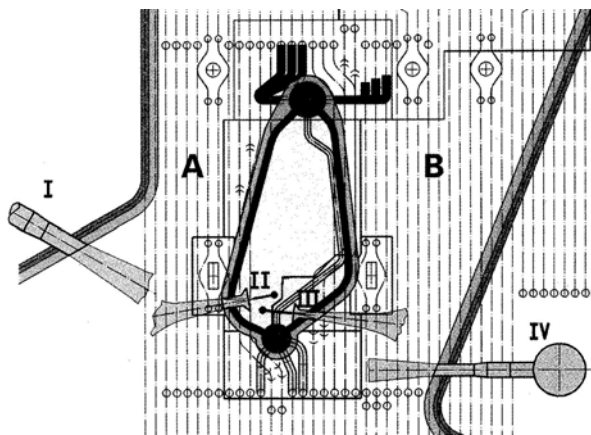


Bild 2.3.9: Müllverbrennungskessel mit Sekundärluft-Düsenprisma [1.239]

Mit den drei beschriebenen Verfahren wurden in der Vergangenheit gute Betriebserfahrungen erzielt [1.10, 1.23]. Bei größeren Anlagen mit vorwiegend rechteckigem Querschnitt wird sich aus Betriebskostengründen am ehesten das Sekundärluft-Düsenprisma durchsetzen, da der Dampfverbrauch beim Krüger-Verfahren auf Dauer zu hohe Kosten verursachen würde und die Verschleißanfälligkeit beim rotierenden Temelli-Balken einen zu großen Nachteil darstellt. Bei der Anlage in Bonn wurden die Sekundärluftdüsen bei den jeweils gegenüberliegenden Düsenreihen zum ersten Mal versetzt angeordnet. Die Strahlen prallen im Bereich der Kesselmitte nicht aufeinander, sondern es bildet sich ein Einzelstrahl aus, wie Bild 2.3.10 zu entnehmen ist.

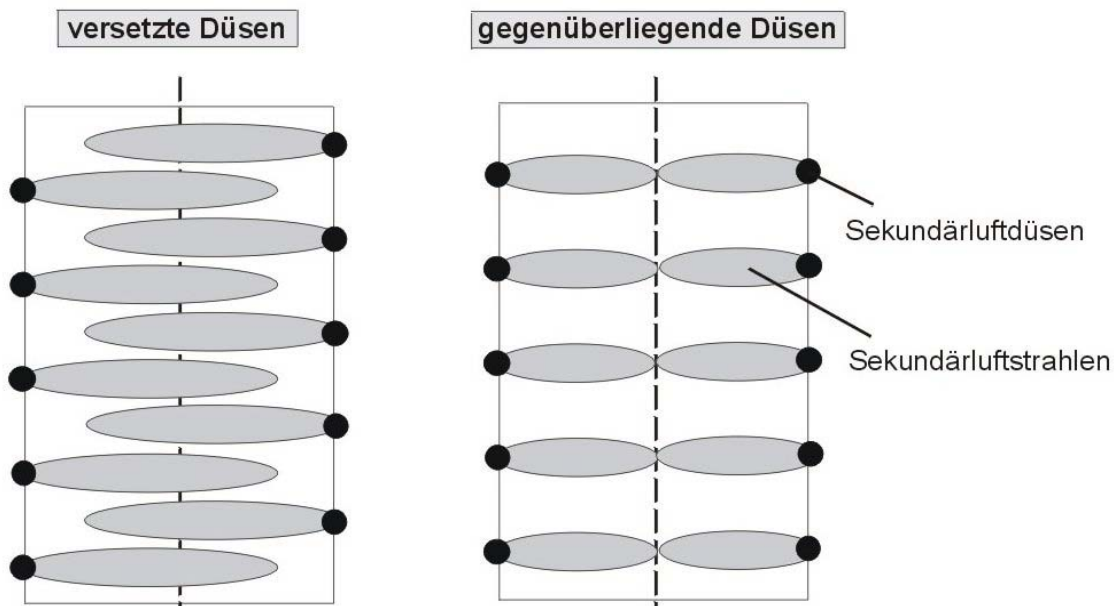


Bild 2.3.10: Boxer-Düsenanordnung: gekämmt (links) und gegenüberliegend (rechts)

Grundsätzlich besteht durch unterschiedliche Düsendurchmesser die Möglichkeit, das Turbulenzniveau innerhalb des Feuerraumes weiter zu erhöhen. Hierdurch werden unterschiedliche Eindringtiefen und höhere Turbulenzgrade erzielt, wie in Bild 2.3.11 anhand der Sekundärluftstrahlen skizziert ist.

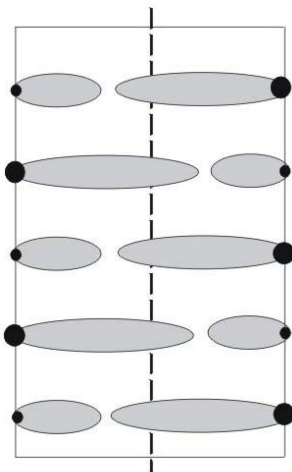


Bild 2.3.11: Düsenanordnungen mit unterschiedlichen Eindringtiefen

Die Sekundärluftstrahlen prallen unter der Voraussetzung einer ausreichenden Eindringtiefe nun nicht mehr in der Kesselmitte aufeinander, sondern abwechselnd bei etwa 2/3 bzw. 1/3 der Kesselbreite.

Die Eindringtiefe eines Einzelstrahles kann mittels folgender Gleichung berechnet werden [2.3.5]:

$$L = k \cdot d_{Düse} \cdot \frac{u_{Düse}}{u_{Rauchgas}} \quad (2.3.1)$$

Der Einzelstrahl wird gedanklich von der Hauptströmung um 90° nach oben abgelenkt, wobei die Eindringtiefe grob durch L abgeschätzt wird. Der Koeffizient k kann aus Bild 2.3.12 bestimmt werden [2.3.5]. Mit dem Verhältnis von Rauchgas- zu Düsengeschwindigkeit erhält man aus dem Diagramm den entsprechenden Wert für k .

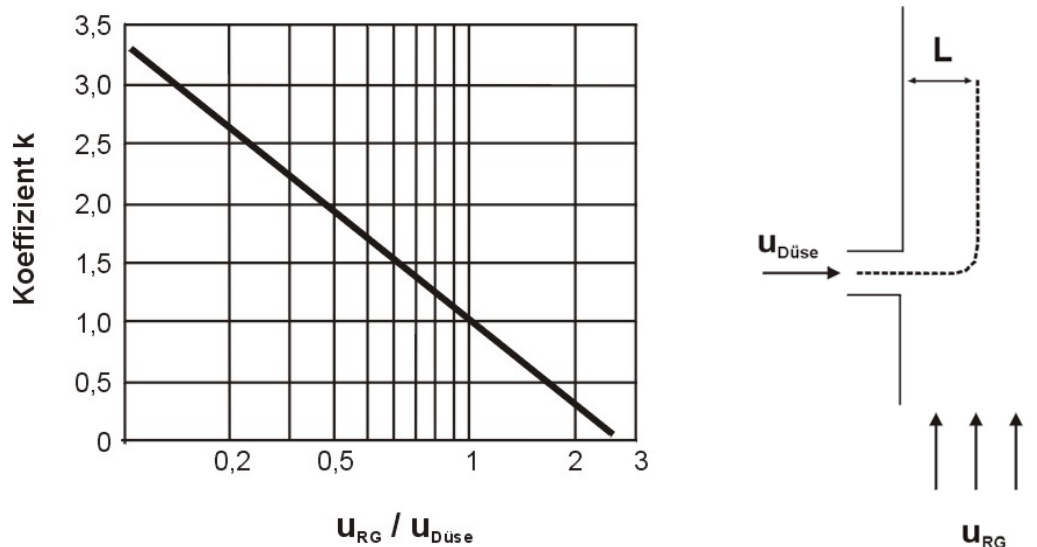


Bild 2.3.12: Faktor k als Funktion der Rauchgas- und Düsengeschwindigkeit [2.3.5]

In realen Anlagen werden sich die Sekundärluftstrahlen nicht so verhalten. Zum einen ist in der Abschätzung keine chemische Reaktion bzw. keine Verbrennungswärme berücksichtigt, zum anderen sehen die Luftstrahlen auch nicht wie Einzelstrahlen oder eindimensionale Linien aus, sondern sie sind dreidimensionale Gebilde. Darüber hinaus stellt die 90° -Ablenkung der Sekundärluftstrahlen (vgl. rechte Grafik von Bild 2.3.12) auch nur eine eher theoretische Annahme dar.

Experimentelle und simulationstechnische Untersuchungen bezüglich der Strahlausweitung von Sekundärluftstrahlen in Müllverbrennungsanlagen sind von WEBER [2.3.6] durchgeführt worden. Die Düsen hatten einen Durchmesser von etwa 10 mm und die Sekundärluftgeschwindigkeit betrug rund 110 m/s. Die Modellanlage ist in Bild 2.3.13 illustriert.

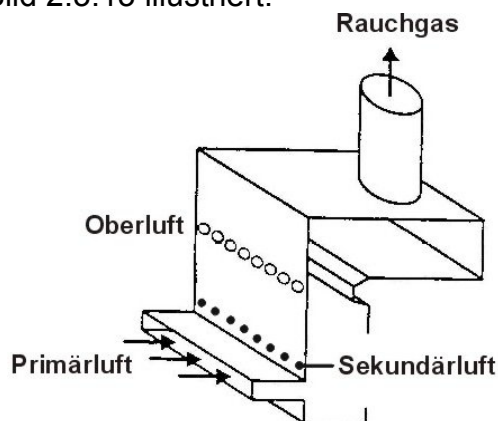


Bild 2.3.13: Versuchsanlage für die Bestimmung von Strahl-Eindringtiefen [2.3.6]

Die horizontalen Geschwindigkeiten wurden in Abhängigkeit der Höhe in einer Tiefe von 90 mm und 180 mm gemessen bzw. numerisch berechnet. Die Ergebnisse sind in Bild 2.3.14 dargestellt.

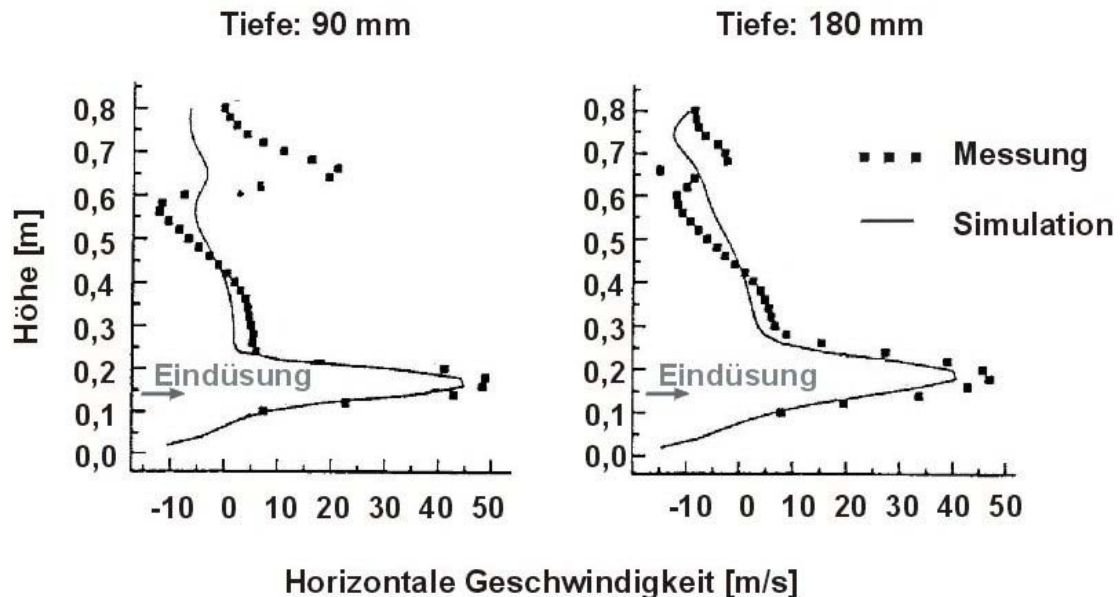


Bild 2.3.14: Versuchsanlage für die Bestimmung von Strahl-Eindringtiefen [2.3.6]

In beiden Messtiefen ist eine Maximalgeschwindigkeit von etwa 40 bis 50 m/s zu erkennen. Die Geschwindigkeit nimmt mit der Höhe sehr schnell wieder ab. Rund 0,1 m über der Eindüsung kann nur noch eine horizontale Geschwindigkeit von etwa 10 m/s beobachtet werden.

2.4 Keramische Auskleidungen und Feuerfest-Systeme

2.4.1 Feuerfestmaterialien

Bei der Verfügbarkeit von Müllverbrennungsanlagen spielt die Wahl des richtigen Feuerfestmaterials eine entscheidende Rolle.

Die Feuerfest-Zustellung im 1. Zug hat im wesentlichen fünf Aufgaben [2.4.1, 2.4.2]:

- Korrosionsschutz für Rohrwand und Befestigungssystem,
- Steuerung des Wärmeflusses durch definierte Wärmeleitung,
- chemische Beständigkeit / Diffusionsbeständigkeit gegen Rauchgase und CO,
- schlackenabweisendes Verhalten und
- Erosionsschutz.

Als Material hat sich in den letzten Jahren Siliciumkarbid ("SiC") sehr bewährt, da es die genannten Funktionen recht gut erfüllt. SiC kann nitridgebunden, phosphatgebunden oder hydraulisch gebunden werden und als Stampfmasse, Beton oder Platte zum Einsatz kommen.

Neben SiC werden auch häufig andere Keramiken wie Aluminium- und Siliciumoxid (" Al_2O_3 " und " SiO_2 ") sowie neuerdings eine sogenannte „Cladding-Variante“ eingesetzt. Als Andalusitplatte oder Feuerbeton wird üblicherweise Al_2O_3 ausgeführt. Cladding steht als Synonym für eine Auftragsschweißung mit einer Chrom-Nickel-Legierung, üblicherweise mit "Inconel 625" [2.4.3].

In einer Abfallverbrennungsanlage kommen in der Regel unterschiedliche Feuerfest-Materialien zum Einsatz. Aus wärmetechnischen Gesichtspunkten soll nämlich an manchen Stellen die im Feuerraum erzeugte Wärme zum größten Teil abgeführt werden, an anderen Orten nur zu einem geringen Teil. Daher ist die wichtigste Stoffgröße der Feuerfestmaterialien die Wärmeleitfähigkeit λ . Je nach Aufgabenstellung kommen Werkstoffe zum Einsatz, die entweder eine geringe oder eine hohe Wärmeleitung besitzen. Für die Einhaltung der geforderten Mindesttemperatur werden Systeme mit geringer Wärmeleitung ausgewählt. Um die Rauchgastemperatur im Hinblick auf Korrosionsreaktionsgeschwindigkeit, Verschmutzungsneigung und thermische Belastung möglichst niedrig zu halten, werden Materialien mit den entgegengesetzten Eigenschaften verwendet. In Tabelle 2.4.1 sind Wärmeleitfähigkeiten bei 800°C für verschiedene Feuerfestmaterialien aufgelistet [2.4.4, 2.4.5, 2.4.6].

Feuerfestmaterial	Wärmeleitfähigkeit [W/(mK)]
SiC 20-Platte	20
SiC 90-Stampfmasse	7
SiC 70-Stampfmasse	5
Andalusit (Al_2O_3 -Platten)	1,74
Feuerbeton (Al_2O_3 -Beton)	0,97

Tabelle 2.4.1: Wärmeleitfähigkeit von Wandmaterialien bei 800°C [2.4.4, 2.4.5, 2.4.6]

2.4.2 Aufbau eines Feuerfest-Systems

Am Beispiel einer nitridgebundenen SiC-Platte soll in Bild 2.4.1 der Aufbau eines Feuerfest-Systems verdeutlicht werden.

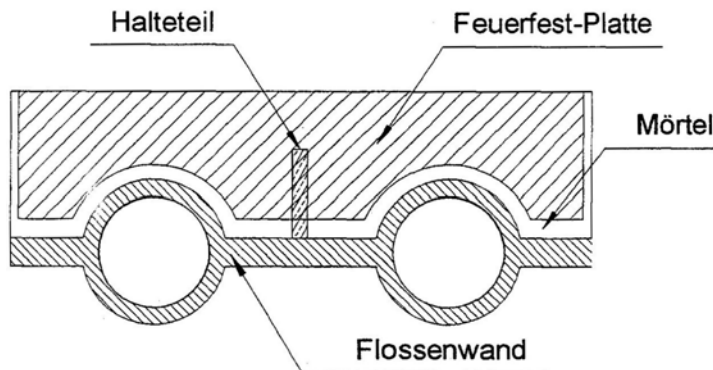


Bild 2.4.1: Verbundsystem "Feuerfest" [2.4.1]

Eine Feuerfestzustellung kann in gewisser Weise als Verbundwerkstoff angesehen werden, da die einzelnen Teile (Wand, Feuerfest-Material, Halterung und Mörtel/Kitt) unterschiedliche Anforderungen erfüllen sollen.

Einen generellen Überblick über die verschiedenen eingesetzten Feuerfest-Systeme gibt Bild 2.4.2.

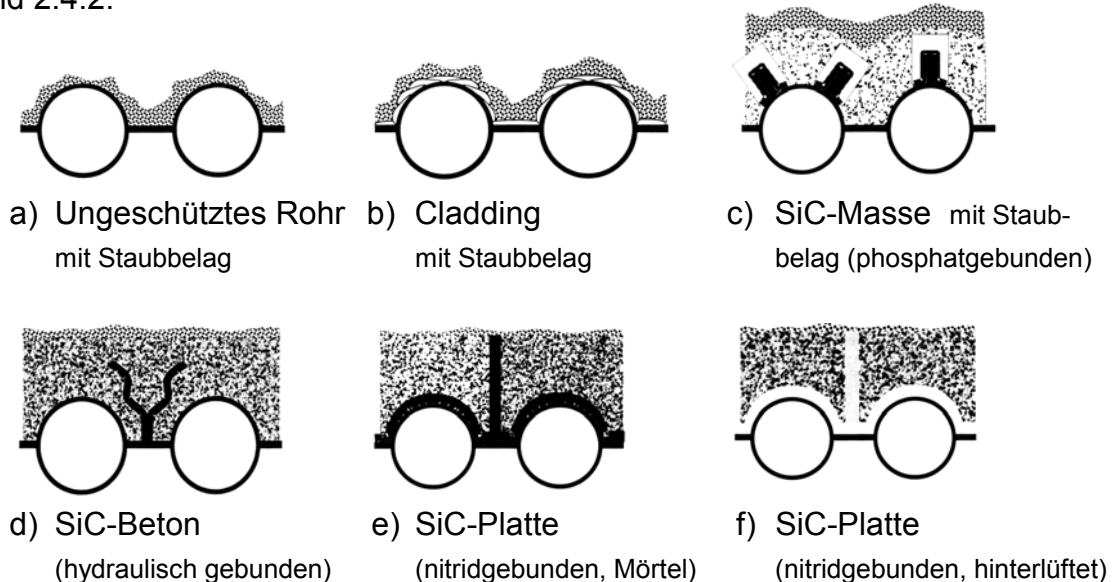


Bild 2.4.2: Typische Feuerfest-Systeme in Müllverbrennungsanlagen [2.4.6]

Die Anlagenverfügbarkeit konnte durch die diversen Verbundsysteme teilweise deutlich verbessert werden. Trotz aller Bemühungen konnte bisher allerdings nicht verhindert werden, dass die Feuerfestprodukte durch Infiltration von Schadgasen und Reaktionen dieser Schadgase mit den Feuerfestprodukten und Haltesystemen geschädigt werden. Eine sichere Voraussage des Schadensverlaufes ist durch die

unterschiedlichen thermischen und chemischen Belastungen bisher nicht einmal in Kesseln gleicher Bauart möglich. Die Gründe für das unterschiedliche Verhalten gleicher Produkte sind äußerst vielfältig. Neben der Konstruktion des Kessels, der Müllqualität und den Betriebsbedingungen sind die Qualität der Ausgangsprodukte sowie deren Montage, Trocknung und Aufheizung maßgeblich [2.4.6].

Typische Schäden an Feuerfest-Zustellungen sind:

- Erosion und/oder chemische Reaktion an der Feuerfest-Oberfläche,
- Ankerkorrosion,
- Rohrwandkorrosion,
- Rissbildung im Feuerfest-Material,
- Plattenlösen und Blasenbildung.

2.4.3 Wärmetechnische Berechnungen

Innerhalb des Feuerfest-Systems entsteht auf Grund der Wärmeübertragung ein Temperaturabfall von der Innenseite des Aschebelags bis hin zur Rohrwand, wie Bild 2.4.3 schematisch zeigt.

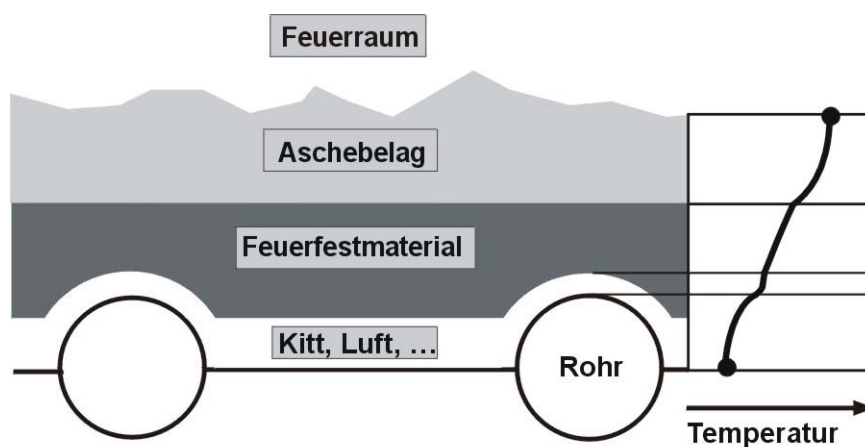


Bild 2.4.3: Möglicher Wandaufbau und entsprechender Temperaturverlauf [2.4.6]

Die wärmetechnischen Berechnungen können für einen sauberen und einen verschmutzten Kessel durchgeführt werden. Bei einem sauberen Kessel ist die Wandinnentemperatur gleich der Feuerfest-Oberflächentemperatur. Nach einer gewissen Reisezeit verschmutzt der Kessel allerdings. Auf dem Feuerfestmaterial baut sich kontinuierlich ein Staub- bzw. Aschebelag auf.

Rechnerisch wird die Temperatur an den lokalen Orten wie folgt bestimmt [2.4.7]:

$$\dot{Q} = \alpha_1 A_1 (T_1 - T_{w1}) = \frac{\lambda}{s} A_{12} (T_{w1} - T_{w2}) = \alpha_2 A_2 (T_{w2} - T_2) = k A_1 (T_1 - T_2) \quad (2.4.1)$$

Der Index 1 steht für das heißere Medium (T_1 = Feuerraumtemperatur), der Index 2 für das kältere (T_2 = Sattdampf Temperatur) und der Index W für die Wand. In erster Näherung sind alle Flächen gleich, so dass der Wärmefluss pro Fläche bzw. die thermische Beanspruchung berechnet wird.

Der Wärmeübergangskoeffizient α_1 berücksichtigt bei der rauchgasseitigen Wärmeübertragung auf Grund der hohen Temperatur praktisch ausschließlich die Strahlung:

$$\alpha_1 = \alpha_{\text{Strahlung}} \quad (2.4.2)$$

Der Wärmefluss vom Feuerraum zur Feuerraumwand kann somit durch folgende Beziehung bestimmt werden [2.4.8, 2.4.9]:

$$\frac{Q}{A} = \frac{\varepsilon_{\text{Flamme/Wand}} \cdot \sigma \cdot (T_1^4 - T_{W1}^4)}{T_1 - T_{W1}} \quad (2.4.3)$$

Hierin bedeuten σ die Boltzmann-Konstante ($\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$) und $\varepsilon_{\text{Flamme/Wand}}$ die Gesamtemissivität, welche sich aus den Einzelemissivitäten (Wand und Flamme) berechnen lässt [2.4.8, 2.4.9]:

$$\varepsilon_{\text{Flamme/Wand}} = \left(\frac{1}{\varepsilon_{\text{Flamme}}} + \frac{1}{\varepsilon_{\text{Wand}}} - 1 \right)^{-1} \quad (2.4.4)$$

Der Wärmedurchgangskoeffizient k ergibt sich durch Umformung der Gleichung (2.4.1) zu [2.4.7]:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (2.4.5)$$

Der Temperaturabfall im Feuerfestmaterial hängt von der Dicke s und von der Wärmeleitfähigkeit λ ab. Bei zusätzlichem Einsatz von Kitt oder Mörtel sowie bei einem Staubbelaag auf der Feuerraumwand kann die Wärmeübertragung ebenfalls über die Wärmeleitung bestimmt werden. Gleichung (2.4.5) wird hierfür in Analogie zur elektrischen Leitung wie folgt modifiziert (mehrschichtige Wände) [2.4.9]:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \sum_i \frac{s_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (2.4.6)$$

Falls das Feuerfestmaterial hinterlüftet ist, muss bei der Wärmeübertragung im Luftspalt wieder die Strahlung, eventuell auch zusätzlich die Konvektion, berücksichtigt werden.

Für drei Feuerfest-Systeme sind Oberflächentemperaturen in Abhängigkeit der thermischen Beanspruchung berechnet worden (Bild 2.4.4). Die Temperaturen basieren auf den in Tabelle 2.4.2 aufgelisteten Schichtdicken sowie spezifischen Eigenschaften der eingesetzten Materialien [2.4.4, 2.4.5, 2.4.6].

Werkstoff	Wärmeleitfähigkeit [W/(m·K)]	Schichtdicke [mm]
SiC 20-Platte	20	30
SiC 90-Masse	7	30
Kitt	1	3
Luftspalt	~ 0	5

Tabelle 2.4.2: Wärmetechnische Eigenschaften und Schichtdicken [2.4.6, 2.4.10]

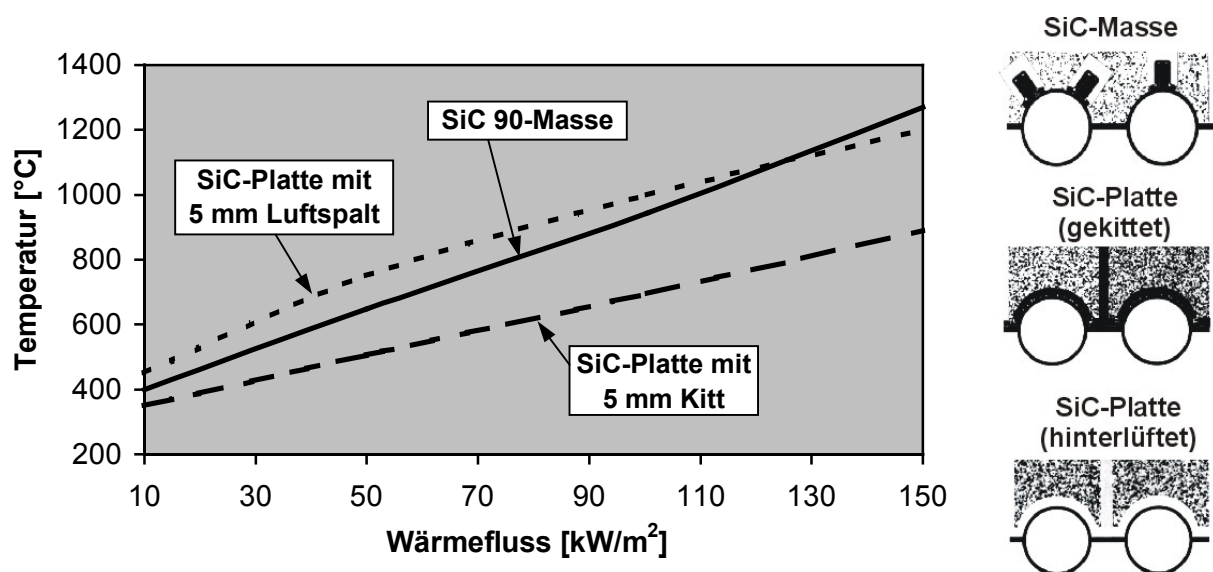


Bild 2.4.4: Oberflächentemperaturen für diverse Feuerfest-Systeme bei sauberem Kessel [2.4.10]

Wie im nachfolgenden Bild 2.4.5 anhand der Gastemperaturen zu erkennen ist, liegt die thermische Beanspruchung in Müllverbrennungsanlagen bei ca. $20\text{--}70 \text{ kW/m}^2$, also wesentlich tiefer als die in Bild 2.4.4 aufgeführten Wärmeflüsse. Trotzdem ergibt sich aber auch schon bei einer Wärmestromdichte von 50 kW/m^2 eine Oberflächentemperaturdifferenz von ungefähr 300 K zwischen der gekitteten (ca. 450°C) und hinterlüfteten (ca. 750°C) Variante.

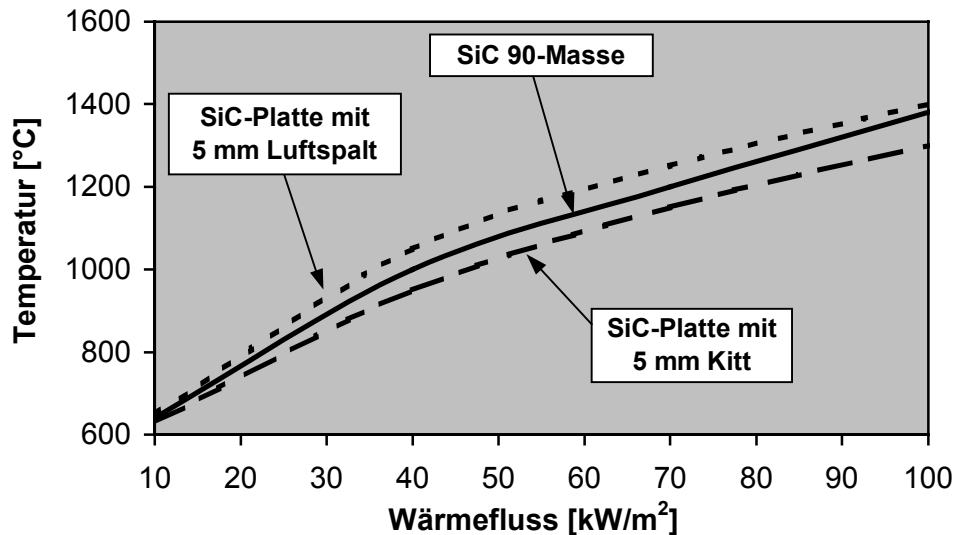


Bild 2.4.5: Gastemperaturen im Feuer- und Nachbrennraum in Abhängigkeit vom Wärmefluss und Aufbau des Feuerfest-Systems bei sauberem Kessel [2.4.10]

Zwar liegen die Feuerraumtemperaturen für die einzelnen Systeme nicht so weit auseinander wie die Wandtemperaturen, allerdings sind Unterschiede von ca. 100 K bei sauberem Kessel trotzdem sehr hoch, gerade im Hinblick auf die nach der 17. BImSchV einzuhaltende Temperatur von 850°C.

Ein weiterer Temperaturanstieg an der Oberfläche erfolgt bei zusätzlichem Staubbelag ($s = 2 \text{ mm}$, $\lambda = 0,3 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$), wie Bild 2.4.6 am Beispiel der hinterlüfteten SiC-Platte zu entnehmen ist [2.4.6, 2.4.10].

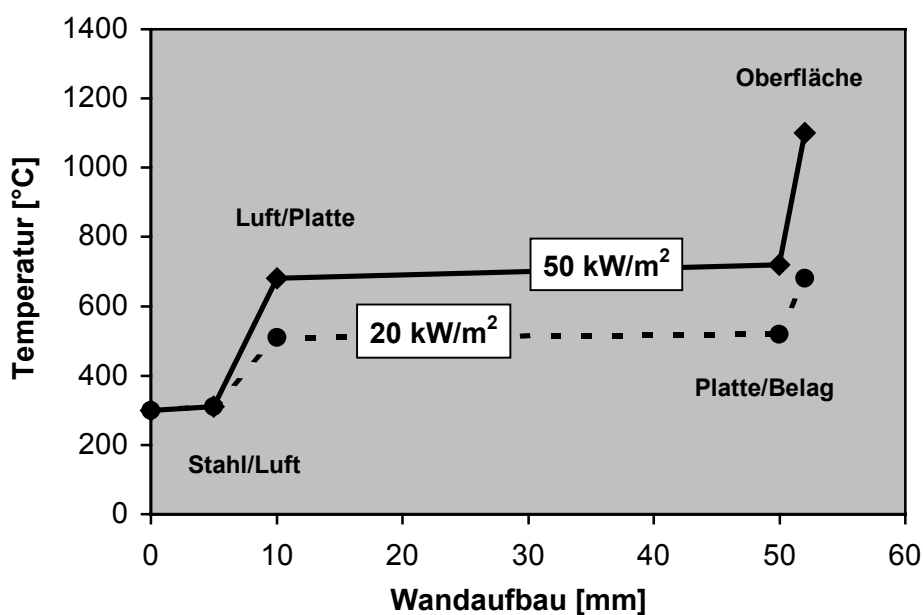


Bild 2.4.6: Temperaturverlauf in der Kesselwand am Beispiel von hinterlüfteten SiC-Platten mit Aschebelag [2.4.10]

Mit steigendem Wärmefluss nimmt der Temperaturgradient deutlich zu. Auf der Oberfläche entstehen bei einer Anhebung der thermischen Belastung von 20 auf 50 kW/m² sogar Temperaturunterschiede von etwa 400 K.

Die lokalen Temperaturen sind in Bild 2.4.6 aus Gründen der Vereinfachung linear verbunden worden. In der Realität existiert dieses lineare Verhalten aber nicht. Je nach verwendetem Material ergeben sich mehr oder weniger exponentielle bzw. logarithmische Kurven, wie bereits in Bild 2.4.3 angedeutet worden ist.

2.5 Korrosionsvorgänge in Hausmüllverbrennungsanlagen

2.5.1 Korrosionsproblematik

Korrosionsvorgänge an Dampferzeugern von Müllverbrennungsanlagen waren in den letzten 40 Jahren Gegenstand von zahlreichen Forschungsprojekten [2.5.1-2.5.10]. Ein wesentlicher Grund für die in näherer Vergangenheit zugenommenen Schadensuntersuchungen stellt die Wettbewerbsfähigkeit der Anlagenbetreiber dar. Verfügbarkeit und Auslastung sind heutzutage praktisch Grundvoraussetzungen für einen wirtschaftlichen Betrieb einer Hausmüllverbrennungsanlage. Die Instandhaltungskosten für Abfallverbrennungsanlagen in Deutschland sind in letzter Zeit allerdings vorwiegend auf Grund von Korrosionserscheinungen drastisch angestiegen. Von 1987 bis 1992 haben sich die Reparaturkosten beispielsweise verdoppelt. Aus anderen Studien ist bekannt, dass alle Korrosionsschäden in Deutschland im Jahre 1992 zu einem Verlust von 126 Mrd. DM führten [2.5.11].

Von Korrosionserscheinungen betroffen waren in vielen thermischen Entsorgungsanlagen insbesondere die Membranwände in den Feuerräumen und in der Nachbrennkammer sowie die Überhitzerheizflächen. Im Vergleich zu fossilbefeuerten Dampferzeugern ist die Korrosion in Abfallverbrennungsanlagen stärker ausgeprägt, vor allem wegen des inhomogenen Brennstoffes [2.5.1, 2.5.12].

2.5.2 Grundlagen der Korrosion

Nach DIN 50900 ist "Korrosion" eine Reaktion eines metallischen Werkstoffs mit seiner Umgebung, die eine messbare Veränderung des Werkstoffs bewirkt und zu einer Beeinträchtigung der Funktion eines metallischen Bauteils oder eines ganzen Systems führen kann [2.5.13].

Grundsätzlich unterteilt man die Korrosionsarten wie folgt [2.5.13]:

- Korrosion ohne mechanische Beanspruchung und
- Korrosion mit zusätzlicher mechanischer Beanspruchung.

Korrosionen mit zusätzlicher mechanischer Beanspruchung spielen in Abfallverbrennungsanlagen eher eine untergeordnete Rolle. Erwähnenswert ist allein die Erosionskorrosion. Hierbei erfolgt aus dem Zusammenwirken von mechanischer Oberflächenabtragung (Erosion) und Korrosion eine Zerstörung der Schutzschicht. Diese Korrosionsart findet man in Feuerungsanlagen vorwiegend an Stellen der Umlenkung von aschehaltigen Rauchgasen [2.5.12].

Viel problematischer sind für Anlagenbetreiber die Korrosionsmechanismen ohne mechanische Beanspruchung. Die verschiedenen Arten laufen bei unterschiedlichen Temperaturen ab, so dass man auch häufig eine Unterteilung in Nieder- und Hochtemperaturkorrosionserscheinungen in der Literatur findet [2.5.11, 2.5.14, 2.5.15]. Die Temperaturabhängigkeit wird in Bild 2.5.1 verdeutlicht.

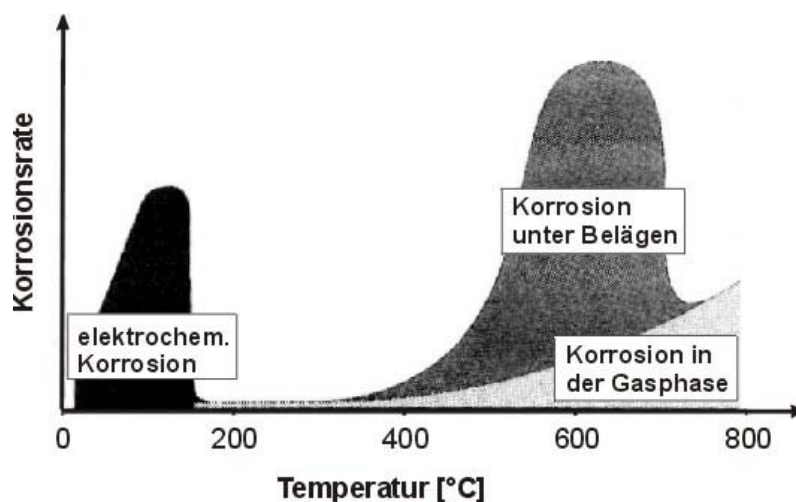


Bild 2.5.1: Nieder- und Hochtemperaturkorrosion [2.5.15]

Die Niedertemperaturkorrosion, auch als elektrochemische Korrosion bezeichnet, hat ihre Ursache im Unterschreiten des Säuretaupunktes, wobei aggressive und ätzende Säuren (wie z.B. Salz- oder Schwefelsäure) aus der Gasphase entstehen [2.5.10]. Diese Art der Korrosion findet man in thermischen Entsorgungsanlagen eher selten.

Korrosionen unter Ablagerungen und in der Gasphase treten bei Temperaturen über 300°C auf. Die Verdampferheizflächen oberhalb des Feuerraumes und die vom Rauchgas angeströmten Berührungsüberhitzer sind hierbei besonders gefährdet. Den besten Schutz gegen Korrosionsangriffe stellen stabile Deckschichten dar, die sich bei ausreichendem Sauerstoffpartialdruck an der Metalloberfläche ausbilden. Jeder Korrosionsvorgang beginnt daher bei reduzierender Ofenatmosphäre über die Zerstörung der Oxidschicht. Teilweise wird die Ausbildung dieser Schutzschicht auch durch die ständig zwischen Luftmangel und -überschuss pendelnde Rausgasatmosphäre behindert. Eine wesentliche Rolle spielt bei den Korrosionsangriffen das

Zusammenwirken von Chlor und Schwefel. Die wichtigsten Korrosionsmechanismen werden in den nachfolgenden Kapiteln näher erläutert, im Einzelnen sind dies [2.5.5, 2.5.11, 2.5.12, 2.5.14, 2.5.15]:

- Korrosion durch Chlorangriff (Cl_2 oder HCl),
- Reaktionen mit Chloriden,
- Reaktionen mit Schwefel (Sulfat- und Sulfidkorrosion),
- Sauerstoffmangelkorrosion (Angriff durch CO) und
- Korrosion durch Salzsämelze.

Eine grundsätzliche Orientierung bietet das sogenannte Korrosionsdiagramm (Bild 2.5.2), aus dem in Kombination von Rohrwand- und Rauchgastemperatur ersichtlich ist, ob die Gefahr einer Korrosion für einen bestimmten Zustand gegeben ist [1.23].

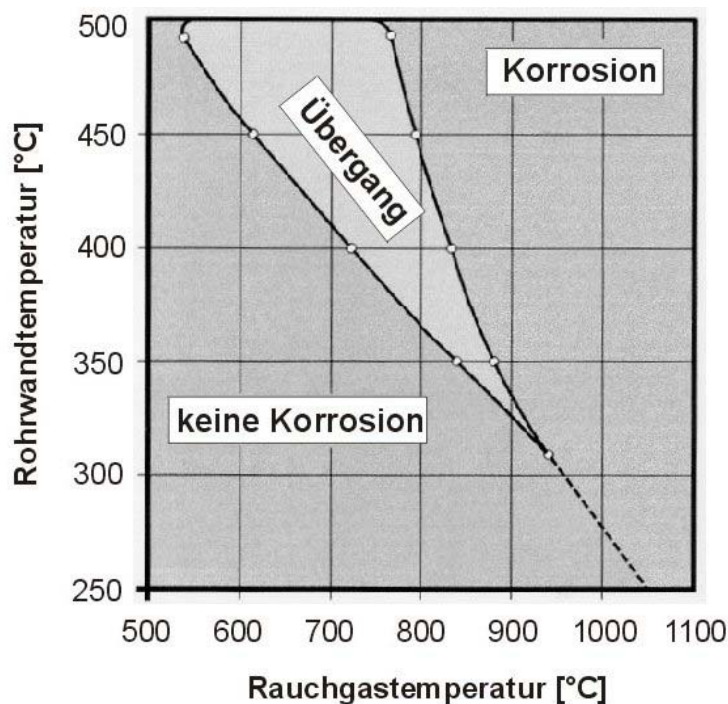


Bild 2.5.2: Korrosionsdiagramm [1.23]

Üblicherweise werden Neuanlagen mit einer Sattdampf­temperatur von bis zu 400 °C ausgelegt. Nach dem Diagramm besteht daher erst ab einer Rauchgastemperatur von unter 700 °C keine akute Korrosionsgefahr mehr [1.23].

2.5.3 Korrosion durch Chlor und Chloride

Bei der Chlorwasserstoffkorrosion hängt die Korrosionsgeschwindigkeit von den HCl-Konzentrationen im Rauchgas und von der Oberflächentemperatur der Heizflächen ab. Bild 2.5.3 soll diesen Zusammenhang verdeutlichen. [2.5.12]

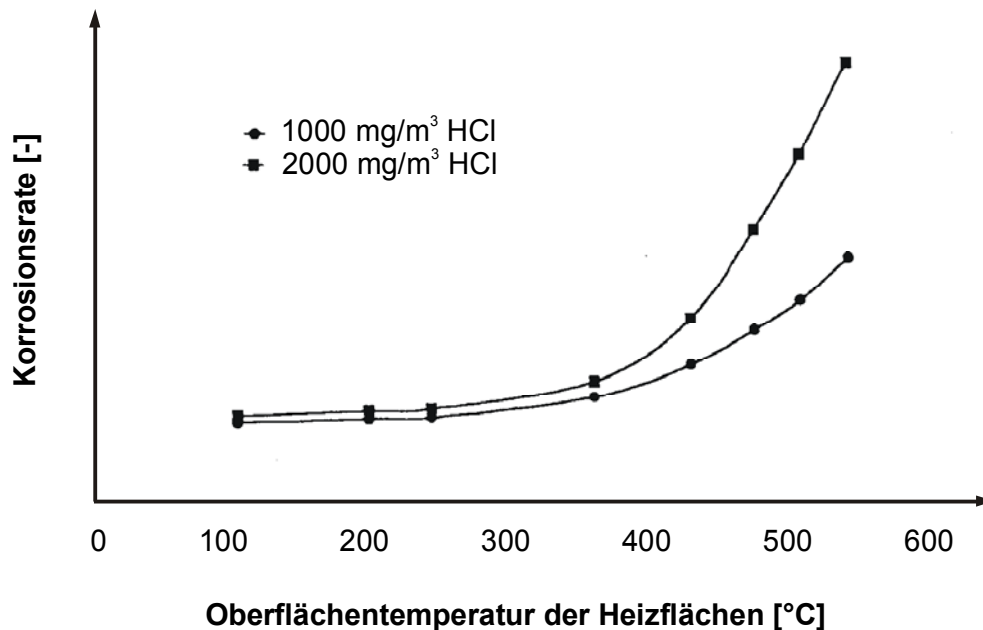
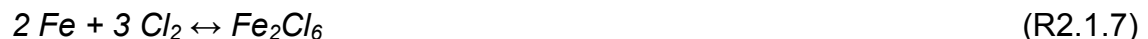
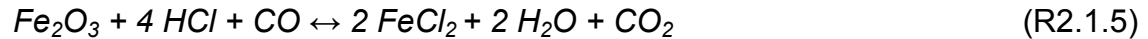
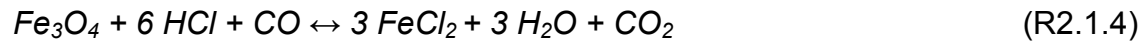
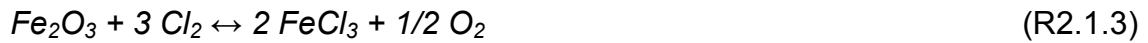


Bild 2.5.3: Einflussgrößen auf die Korrosionsrate bei der Chlorkorrosion [2.5.12]

Bis etwa 350°C ist die Korrosionsgeschwindigkeit gleichbleibend gering. Ein Unterschied in der HCl-Konzentration macht sich hierbei nur geringfügig bemerkbar. Ein deutlicher Anstieg der Korrosionsrate ist ab ca. 400°C zu beobachten. Der im Temperaturbereich von 400-500°C zu erkennende exponentielle Anstieg ist außerdem umso größer, je höher der HCl-Gehalt im Rauchgas ist. Oberhalb von 500°C verläuft der Anstieg der Korrosionsrate dann linear.

Anhand der Kurven ist auch sofort verständlich, dass der seit Jahren kontinuierlich angestiegene Müll-Heizwert ein relativ großes Problem für die Anlagenbetreiber darstellt. Höhere Feuerraumbelastungen lassen die Wandinnentemperaturen ansteigen, wodurch die Korrosionsreaktionen viel schneller ablaufen.

Die wichtigsten Reaktionen von Chlor sowie Chlorwasserstoff mit dem Rohrwerkstoff sind im nachfolgenden Reaktionsschema 2.1 zusammengefasst [2.5.12]:



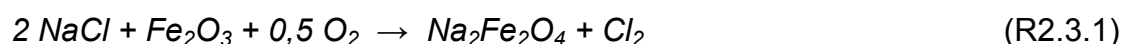
Reaktionsschema 2.1: Direkte gasseitige Chlorkorrosion [2.5.12]

Alkali- und Erdalkalimetalloxide, wie CaO und Na₂O, können mit Chlor oder Chlorwasserstoff zu Alkali- und Erdalkalimetallchloriden reagieren. Die Sulfatisierung dieser Alkali- und Erdalkalimetallchloride (Reaktionsschema 2.2), die primär auch schon in der Asche vorhanden sein können, sollte schon möglichst im Feuerraum abgeschlossen sein. Hierdurch kann vermieden werden, dass sich die Chloride auf den heißen Heizflächen anlagern und somit eine Hochtemperaturkorrosion auslösen können [2.5.1, 2.5.14].



Reaktionsschema 2.2: Sulfatisierungsreaktionen

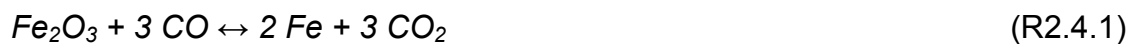
Treffen die Alkali- und Erdalkalimetallchloride vor Beendigung der Sulfatisierungsreaktionen auf die Heizflächen auf, so läuft die sogenannte chlorinduzierte „aktive Oxidation“ in den Belägen ab. In diesem Prozess wird Chlor durch Reaktion von festen Chloridablagerungen mit der Oxidschicht erzeugt (Reaktionsschema 2.3), welches nach Diffusion durch die Oxidschicht zur Bildung von Metallchloriden an der Phasengrenze Metall/Oxid führt [2.5.1, 2.5.14]:



Reaktionsschema 2.3: Chlorinduzierte "aktive Oxidation" [2.5.14]

2.5.4 Korrosion durch CO in reduzierender Gasatmosphäre

In reduzierender Rauchgasatmosphäre entsteht Korrosion auch bei Anwesenheit von CO. Ein direkter Angriff ist auf Grund des relativ niedrigen CO-Niveaus allerdings eher unwahrscheinlich. Bei sehr inhomogenen Verbrennungsbedingungen, d.h. bei überdurchschnittlich hohen CO-Konzentrationen, kann CO aber durchaus mit der schützenden Oxidschicht reagieren und die Poren der Feuerraumwand aufweiten (Aufkohlung der Oxidschicht). Die Reaktionsgleichungen sind im Reaktionsschema 2.4 zusammengefasst [2.5.12, 2.5.16].



Reaktionsschema 2.4: Reaktionen von CO mit der Oxidschicht [2.5.12]

Eine Aufkohlung kann auch in ungeschützten Rohrwerkstoffen stattfinden. Durch Oberflächenreaktion sowie C-Diffusion erfolgt eine „innere Karbidbildung“, die zu einer Veränderung der Werkstoffeigenschaften führt [2.5.17].

Neben einem möglichen direkten CO-Angriff kann sich unter reduzierenden Bedingungen auch die Aschezusammensetzung im Hinblick auf weitere Korrosionserscheinungen negativ verändern. Bild 2.5.4 zeigt die Aschezusammensetzung bei O₂-Überschuss und bei reduzierender Rauchgasatmosphäre [2.5.16].

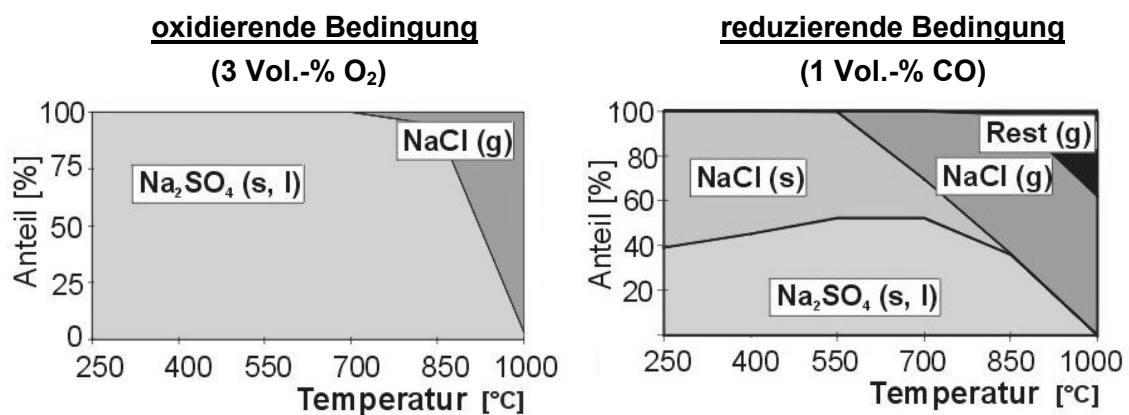
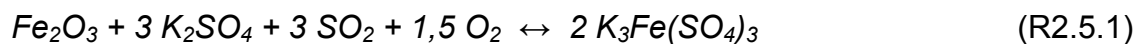


Bild 2.5.4: Gleichgewichts-Aschezusammensetzung in Abhängigkeit der O₂- bzw. CO-Konzentration [2.5.17]

Kritisch zu bewerten ist die Tatsache, dass sich bei O₂-Mangel eine Veränderung der Aschezusammensetzung von den Sulfaten hin zu den Chloriden ergibt, weil dies zu ähnlichen Wirkungen wie beim Alkali- oder Erdalkalimetallchloridangriff führen kann [2.5.17].

2.5.5 Reaktionen mit Schwefel

Bei hohen Alkalimetall-Konzentrationen spielen Sulfate eine wesentliche Rolle bei möglichen Korrosionserscheinungen. Falls die Sulfatisierung der Alkalimetallchloride in den Belägen stattfindet, kann eine Korrosion nach Kapitel 2.4.3 durch Chlor verursacht werden. Bei einer Sulfatisierung im Rauchgas ist ein Materialabtrag durch Alkalimetallsulfate unter Bildung von Eisensulfaten oder ein direkter Eisenabtrag möglich, wie im Reaktionsschema 2.5 am Beispiel von Kalium zu erkennen ist [2.2.1, 2.5.12].



Reaktionsschema 2.5: Mögliche Sulfatkorrosionsreaktionen [2.5.17]

Reaktionsgleichung 1 läuft nacheinander in einem Temperaturbereich von 320°C bis 480°C ab, wenn K_2SO_4 , SO_2 und O_2 (bzw. SO_3) als $\text{K}_2\text{S}_2\text{O}_7$ (Kaliumpyrosulfat) vorliegen [2.2.1, 2.5.14].

Sulfidkorrosionen spielen bei der Abfallverbrennung eine untergeordnete Rolle, weil die Rauchgasatmosphäre üblicherweise nicht stark reduzierend ist.

2.5.6 Korrosion durch Salzschnmelzen

Korrosion kann auch infolge niedrigschmelzender Metallchlorid-Eutektika verursacht werden. Wichtig sind hierbei die eutektischen Punkte in den Phasengleichgewichtsdigrammen, da bei bestimmten Zusammensetzungen sehr niedrige Schmelzpunkte entstehen. Exemplarisch sind in Tabelle 2.5.1 einige eutektische Zusammensetzungen mit den entsprechenden Erweichungstemperaturen aufgeführt [2.5.15].

Zusammensetzung	Schmelzpunkt
0,25 NaCl / 0,75 FeCl ₂	156°C
0,55 ZnCl ₂ / 0,45 KCl	230°C
0,6 KCl / 0,4 FeCl ₂	355°C
0,58 NaCl / 0,42 FeCl ₂	370°C

Tabelle 2.5.1: Eutektische Salzverbindungen und deren Schmelzpunkte [2.5.15]

Die Schmelzpunkte der angegebenen Eutektika sind deutlich niedriger als die der Einzelkomponenten. NaCl, FeCl₂ und KCl erweichen nämlich erst ab etwa 700°C.

2.6 Verschlackung und Verschmutzung

2.6.1 Verschlackungs- und Verschmutzungsproblematik

Neben der variierenden Zusammensetzung stellt der seit Jahren stetig angestiegene Heizwert des Mülls ein großes Problem dar. Höhere Feuerraumtemperaturen steigern die Neigung zur Kesselverschmutzung, da die Aschepartikel dann chemisch aktiver und sinterfähiger sind. Das verstärkte Interesse an dieser Thematik hängt mit den beträchtlichen Auswirkungen zusammen, die Ansätze auf Heizflächen verursachen. Durch Ablagerungen auf den Wärmetauscher-Rohrbündeln wird der Abbau der Wärme im Kessel beeinträchtigt, da sich eine wärmedämmende Isolierschicht auf den Rohren bildet, wodurch die Wärmeaufnahme immer weiter zum Kesselende hin verschoben wird. Besonders bei vielen älteren Anlagen führte dies im letzten Jahrzehnt zu häufigen Kesselstillständen und hohen Reparaturkosten. [2.6.1]

Im Allgemeinen bezeichnet man mit „Verschlackung“ teilweise oder vollständig geschmolzene Ansätze. Vorwiegend findet man diese Art der Ansätze in Bereichen hoher Temperaturen an den Feuerraumwänden. [2.5.12]

Die „Verschmutzung“ des konvektiven Kesselteils im Bereich des Endüberhitzers ist die zweite Form der Ansatzbildung. Die angelagerten Partikel behalten aber ihre Struktur bei und bilden eher lockere Ablagerungen, die im Vergleich zu verschlackten Ansätzen relativ einfach abzureinigen sind. [2.5.12]

2.6.2 Ansatzbildung

Neueste Erkenntnisse von experimentellen Untersuchungen zu Kesselablagerungen und Flugstäuben lassen sich wie folgt zusammenfassen [2.5.12, 2.6.2]:

- a) Im Anfahrzustand eines gereinigten Müllverbrennungskessels ist vor allem der konvektive Kesselteil noch "kalt". An den sauberen Rohrbündeln werden folglich flüchtige Alkali- und Schwermetallchloride kondensieren. Es bildet sich eine sehr dünne, schmelzflüssige oder teigige Urschicht aus.
- b) Diese Urschicht bildet ein klebriges Fundament, an dem z.B. leichtere Aschebestandteile (Asche von verbranntem Papier oder verbrannter Pappe) haften bleiben können. Diese Bestandteile sind chemisch reaktiv.
- c) Haftende Aschepartikel werden nach und nach Reaktionen eingehen können. Es werden vor allem die in Kap. 2.4 vorgestellten Sulfatisierungsreaktionen ablaufen. Unterstützend wirkt die ansteigende Rauchgastemperatur, die einerseits durch den wärmer werdenden Kessel zu Stande kommt, andererseits bildet die Urschicht eine Rohrisolation, so dass weniger Wärme an das Rohrmedium abgegeben wird.

- d) Durch die Sulfatisierungsreaktionen und die Einbindung von Schwefeloxiden in die Ablagerungsmatrix wird es in einigen Bereichen zur Bildung verschiedener Eutektika zwischen Kalium, Natrium, Calcium, Sulfat und Chlor kommen. Diese Bereiche werden schmelzflüssig oder teigig und dienen als neues, klebriges Fundament. Die Deckschicht der Ablagerung wächst unter Einbindung inerter, aber auch chemisch reaktiver Asche.

Einen direkten Einfluss auf die Bildung von Kesselablagerungen hat die bei der Verbrennung entstehende Asche. Wichtige Faktoren sind hierbei u.a. die Reaktivität der Asche und die Korngrößenverteilung der Flugaschepartikel. In gleicher Weise ist die chemische Zusammensetzung der Rauchgase von Bedeutung, z.B. das Verhältnis von Schwefeloxiden zu Chlorwasserstoff. Die Asche- und Rauchgaszusammensetzung wiederum ist letztlich abhängig von der Müllzusammensetzung, der Fahrweise der Anlage und den Verbrennungsbedingungen im Feuerraum.

2.6.3 Schmelzverhalten von Ascheteilchen

Als Ursache für die Verschmutzung/Verschlackung kann der Flugstaub angesehen werden, der teilweise aus reaktionsfähigen und klebrigen Partikeln besteht. Entscheidend ist hierbei das Erweichungsverhalten, das von der Zusammensetzung und der Temperatur abhängig ist.

Wie in Kapitel 2.4.5 erwähnt, können eutektische Punkte einen wesentlichen Einfluss auf das Schmelzverhalten haben. Die Thematik soll an einem Phasengleichgewichtsdiaagramm verdeutlicht werden. Als Beispiel dient in Bild 2.6.1 das Zweiphasendiagramm des Systems K_2SO_4 - $MgSO_4$ [2.6.1].

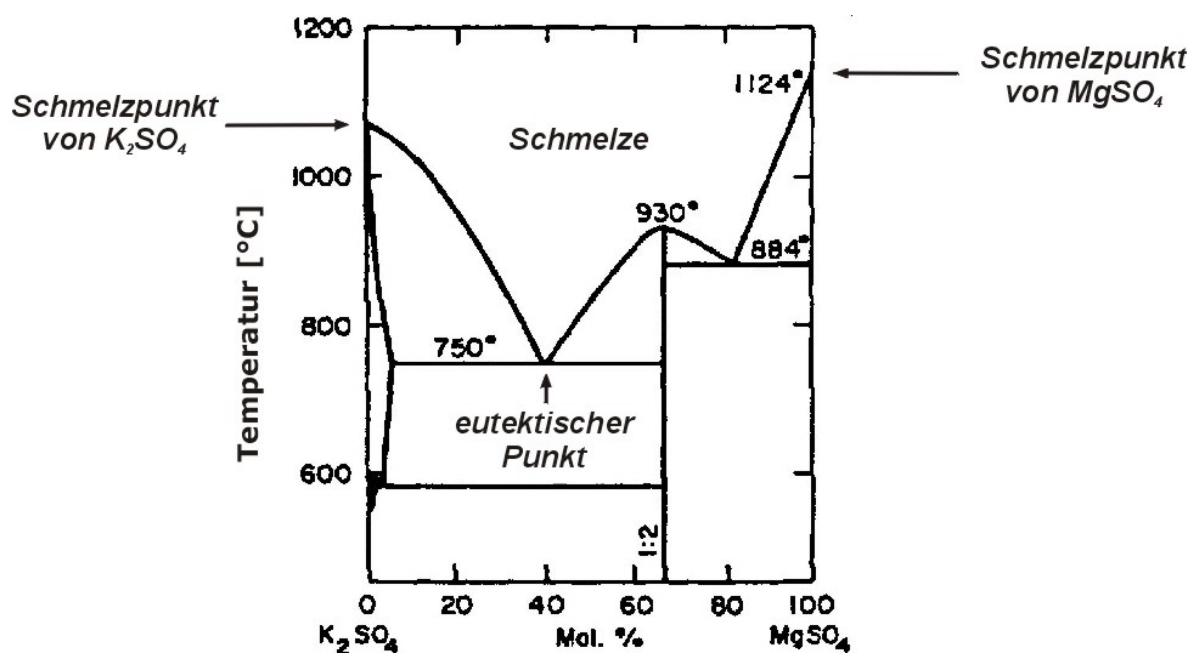


Bild 2.6.1: K_2SO_4 / $MgSO_4$ -Phasendiagramm [2.6.1]

Während die Einzelkomponenten erst bei ca. 1075°C (K_2SO_4) bzw. 1124°C (MgSO_4) erweichen, liegt die Schmelztemperatur für dieses binäre System im eutektischen Punkt (0,4 K_2SO_4 / 0,6 MgSO_4) bei 750°C.

Um Vorhersagen über das Verschlackungsverhalten in Brennkammern machen zu können, wird bis heute die Ascheerweichungstemperatur als Haftkriterium herangezogen. Ist die Partikeltemperatur beim Auftreffen auf eine Feuerraumwand größer als die Erweichungstemperatur (nach DIN 1064) [2.6.3], so wird das Partikel an der Wand kleben bleiben [2.6.4]. Weiterführende Ansätze zu diesem Thema sind u.a. in [2.6.5, 2.6.6] zu finden.

3 Verbrennungsprozesse

3.1 Allgemeine Grundlagen

LAVOISIER legte Ende des 18. Jahrhunderts den Grundstein zum Verständnis des Verbrennungsvorganges. Er erkannte, dass Materie während einer Verbrennung nur scheinbar verschwindet. Bei hohen Temperaturen reagieren Luftsauerstoff und Bestandteile des Brennstoffes zu einer Reihe flüchtiger Produkte [3.1.1]. FARADAY begann wenig später die einzelnen Teilvorgänge bei einer Verbrennung zu beschreiben. Noch heute wird der komplexe Gesamtverbrennungsverlauf in mehrere Teil- bzw. Hauptprozesse zerlegt [2.3.2]:

- Strömung:
Transport von Brennstoff, Verbrennungsluft und Rauchgasen
- Chemische Reaktion:
Reaktion von Brennstoff und Oxidator zu Verbrennungs- bzw. Rauchgasen
- Wärmeübertragung:
insbesondere durch Strahlung (Flamme-Flamme und Flamme-Umgebung)

GÜNTHER [3.1.3] beschreibt eine Verbrennung von gasförmigen Brennstoffen durch die folgenden vier Teilschritte:

1. Mischen von Brennstoff und Luftsauerstoff
Bei einem Zeitbedarf von bis zu 10 Sekunden für eine nahezu vollkommene Mischung (Reaktion aller Brennstoff- oder Sauerstoffmoleküle) ist dieser Vorgang gegenüber den anderen relativ langsam.
2. Erwärmen der Reaktionspartner auf eine bestimmte Zündtemperatur
Die zur Einleitung der Reaktion nötige Aktivierungsenergie wird durch Glühdrähte, elektrische Funken oder Hilfsflammen zugeführt.
3. Ablauf diverser chemischer Reaktionen
Bei den exothermen Verbrennungsreaktionen wird Energie freigesetzt.
4. Wärmeabgabe der Flamme
Überwiegend durch Strahlung (~ 90%) erfolgt die Wärmeübertragung an das Abgas, die Feuerraumwände, das Wärmegut oder die Umgebung.

Durch räumliche und zeitliche Variationen dieser Teilvorgänge können allerdings auch verschiedene Einzelflammentypen entstehen. Werden Brennstoff und Luftsauerstoff z.B. bereits vor dem Feuerraum vermischt, ergeben sich die sogenannten Vormischflammen. Für solche Verbrennungssysteme sind deshalb die Vorgänge 2 und 3 geschwindigkeitsbestimmend. Erfolgt eine Vermischung erst im Feuerraum, so entsteht eine Diffusionsflamme [3.1.2].

Jeder Verbrennungsvorgang kann vereinfacht nach der folgenden Gleichung bzw. Reaktion beschrieben werden (Reaktionsschema 3.1) [3.1.3]:



mit:

B ... Brennstoff

O ... Oxidator

V ... Verbrennungsprodukte

E ... Energie

Reaktionsschema 3.1: Allgemeine Verbrennungsreaktion (sehr vereinfacht) [3.1.3]

Brennstoff B und Oxidator O reagieren unter stark exothermen Bedingungen, d.h. unter Freisetzung von Energie E , zu den Verbrennungsprodukten V . Aus Gründen der Wirtschaftlichkeit wird als Oxidator bei den meisten Verbrennungsprozessen Luft bevorzugt.

Eine allgemeine Übersicht über die Energie- und Stoffströme ist in Bild 3.1.1 dargestellt.

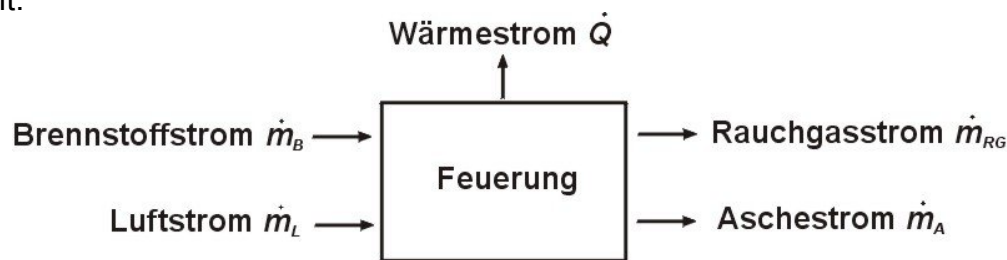


Bild 3.1.1: Energie und Stoffströme bei einer Feuerungsanlage [2.4.7]

Ausgehend von einem idealisierten Modell, das in Bild 3.1.2 illustriert ist, kann anhand der stöchiometrischen Umsetzungen der einzelnen Komponenten eines Brennstoffes (Kohlenstoff „C“, Sauerstoff „O“, Wasserstoff „H“, Schwefel „S“ und Stickstoff „N“) die notwendige Luftmenge bestimmt werden.



Bild 3.1.2: Reaktanden und Reaktionsprodukte beim Verbrennungsprozess [2.4.7]

Unter stöchiometrisch versteht man die vollständige Oxidation der reagierenden Elemente im Brennstoff ohne Sauerstoffüberschuss. Die stöchiometrische Sauerstoffmenge $o_{\text{stöch}}$ kann aus den Massenanteilen der Elementarbestandteile C, H, S und O bestimmt werden:

$$o_{\text{stöch}} = 2,667 \cdot \mu_C + 7,937 \cdot \mu_H + 0,9981 \cdot \mu_S - \mu_O \quad \left[\frac{\text{kg O}_2}{\text{kg B}} \right] \quad (3.1.1)$$

Die Mindestluftmenge L_{min} berechnet sich dann aus $o_{\text{stöch}}$ [3.1.4]:

$$L_{\text{min}} = \frac{o_{\text{stöch}}}{0,2315} \quad \left[\frac{\text{kg Luft}}{\text{kg B}} \right] \quad (3.1.2)$$

Die Luftzahl λ ist eine wichtige Größe für reale Verbrennungsbedingungen. Sie beschreibt das Verhältnis von tatsächlich zugeführter Luftmenge L zum Mindestluftbedarf L_{min} :

$$\lambda = \frac{L}{L_{\text{min}}} \quad (3.1.3)$$

Beträgt $\lambda = 1$, ergibt sich ein theoretischer bzw. idealisierter Zustand, den man als stöchiometrische Verbrennung bezeichnet. Weicht λ von diesem Wert ab, ergibt sich ein Mangel oder Überschuss an Luft. Man spricht dann von unter- bzw. überstöchiometrischen Bedingungen. Der Wert für die Luftzahl λ liegt bei den meisten Verbrennungssystemen zwischen 1,05 und 1,4 (bei Rostfeuerungen ist sogar $\lambda > 2$ möglich), da eine ideale Mischung zwischen Brennstoff- und Sauerstoffmolekülen in der Realität nicht realisierbar ist und deshalb mehr Luft respektive Sauerstoff zugeführt werden muss [2.3.2, 3.1.4].

Bei der Verbrennung wird die in einem Brennstoff chemisch gebundene Energie frei, sodass der thermodynamische Energiegehalt der beteiligten Stoffe erhöht wird. Bei einem adiabaten Verbrennungsprozess, bei dem keine Wärme an die Umgebung abgegeben wird, nimmt die Enthalpie um ΔH zu und das Verbrennungsgas verlässt den Verbrennungsraum mit der adiabaten Verbrennungstemperatur t_{ad} wie Bild 3.1.3 zeigt.

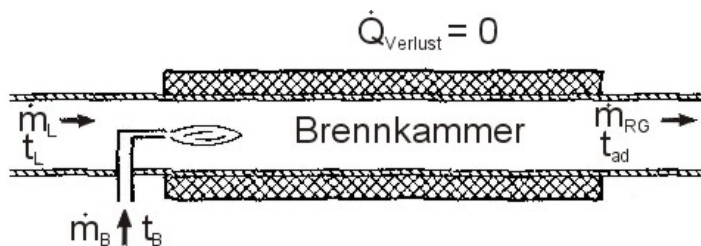


Bild 3.1.3: Adiabater Verbrennungsprozess ohne Wärmeabgabe [3.1.5]

Durch Messen des vom Verbrennungsgas abgegebenen Wärmestromes \dot{Q} lässt sich ΔH bestimmen. Die Enthalpieänderung ist von den Temperaturen des Verbrennungsgases t_v (t_{ad} im adiabaten Zustand), des Brennstoffes t_B und der Verbrennungsluft t_L sowie von der Luftzahl λ abhängig. Für einen Vergleich werden die Enthalpien auf $t_0 = 25^\circ\text{C}$ bezogen. Unter diesen Bedingungen wird die auf die Brennstoffmenge \dot{m}_B bezogene Enthalpiedifferenz ΔH als Heizwert H_U eines Brennstoffes bezeichnet [3.1.5]:

$$H_U = \frac{|\Delta H(t_0)|}{\dot{m}_B} = \frac{\dot{Q}(t_0)}{\dot{m}_B} = h_B(t_0) + \lambda L_{\min} h_L(t_0) - \frac{\dot{m}_V}{\dot{m}_B} h_V(t_0) \quad (3.1.4)$$

Die adiabatische Verbrennungstemperatur stellt die bei einer Verbrennung maximal auftretende Temperatur dar. Ohne ungewollte Wärmeabgabe an die Umgebung, Rohrwände und Heizflächen, ohne Dissoziationseffekte sowie bei vollständiger Verbrennung, stellen sich für Hausmüll die in Bild 3.1.4 dargestellten Temperaturen ein.

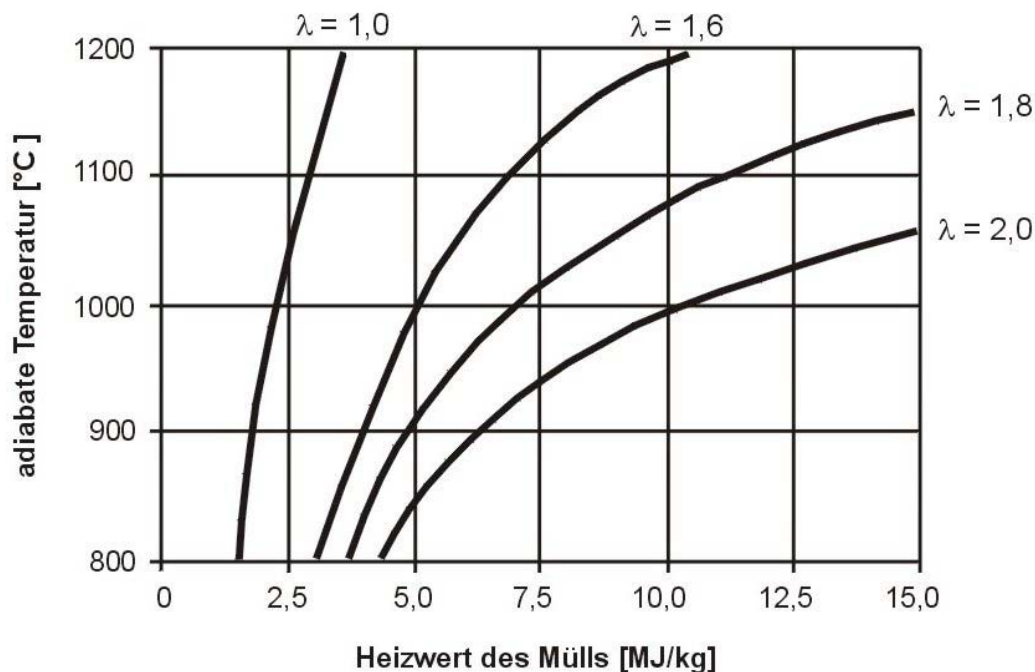
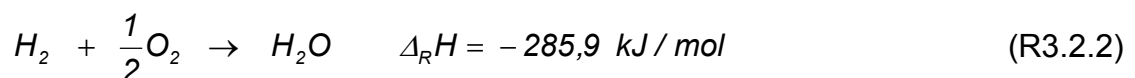
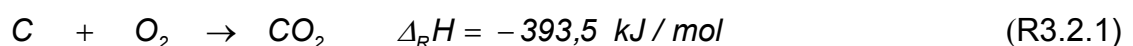


Bild 3.1.4: Adiabate Verbrennungstemperatur bei Hausmüllverbrennungen [2.1.1]

Grundsätzlich ist mit steigendem Brennstoff-Heizwert und konstanter Luftzahl ein logarithmischer Anstieg der adiabatischen Verbrennungstemperatur zu beobachten. Die Steigung hängt von der Luftzahl ab, wobei die Temperatur mit fallendem λ ansteigt. Ein fast linearer Zusammenhang ergibt sich für eine Annäherung an den stöchiometrischen Zustand [2.1.1, 3.1.2].

3.2 Verbrennungsreaktionen

Die drei wichtigsten Verbrennungsgleichungen mit den jeweiligen exothermen Reaktionswärmen sind im Reaktionsschema 3.2 zusammengefasst.



Reaktionsschema 3.2: Verbrennungsgleichungen und Reaktionsenthalpien [3.1.1]

Unter realen Verbrennungsbedingungen setzt sich das Abgas aus den Komponenten Kohlendioxid (CO_2), Kohlenmonoxid (CO), Stickstoff (N_2), Sauerstoff (O_2), Wasserdampf (H_2O), Schwefel- (SO_2) und Stickoxide (NO_x) zusammen.

Eine typische Rauchgas-Zusammensetzung am Ende des 1. Zuges einer Müllverbrennungsanlage ist in Tabelle 3.2.1 aufgeführt.

O_2 [Ma-%]	CH_4 [Ma-%]	CO [Ma-%]	CO_2 [Ma-%]	H_2O [Ma-%]	N_2 [Ma-%]
8	< 1	< 1	15	8	68

Tabelle 3.2.1: Übliche Rauchgas-Zusammensetzung bei Abfallverbrennungen

Die Anteile der Reaktionsprodukte im Rauchgas und die für die Verbrennung benötigte Luftmenge können mit Hilfe einer sogenannten Verbrennungsrechnung mathematisch bestimmt werden. Die Zusammensetzung des Abgases in Volumen- und Massenanteilen ist dann wie folgt berechenbar [3.1.1]:

$$\frac{m_{\text{CO}_2}}{m_B} = \frac{11}{3} \cdot \mu_C \quad (3.2.1)$$

$$\frac{m_{\text{H}_2\text{O}}}{m_B} = (9 \cdot \mu_H + \mu_W) \quad (3.2.2)$$

$$\frac{m_{\text{N}_2}}{m_B} = \mu_N + \mu_{\text{Luft, N}_2} \cdot \lambda \cdot L_{\min} \quad (3.2.3)$$

$$\frac{m_{\text{SO}_2}}{m_B} = 2 \cdot \mu_S \quad (3.2.4)$$

$$\frac{m_{\text{O}_2}}{m_B} = \mu_{\text{Luft, O}_2} \cdot (\lambda - 1) \cdot L_{\min} \quad (3.2.5)$$

$$\frac{m_{\text{RG}}}{m_B} = \sum \left(\frac{m_i}{m_B} \right) = \sum \mu_i \quad (\mu_i \dots \text{Massenanteil der Spezies } i) \quad (3.2.6)$$

$$\psi_i = \mu_i \cdot \frac{M_{\text{gesamt}}}{M_i} \quad (\psi_i \dots \text{Volumenanteil der Spezies } i) \quad (3.2.7)$$

Verbrennungsreaktionen können allgemein in homogene und heterogene Reaktionen eingeteilt werden. Bei homogenen Verbrennungen befinden sich alle Komponenten in der Gasphase. Man unterscheidet hierbei Start-, Ketten- und Abbruchreaktion. Die Reaktionsgeschwindigkeit des Gesamtablaufes wird wie folgt beschrieben [3.2.1]:

$$\dot{r}(T, c) = \frac{\partial c}{\partial t} = k(T) \cdot F(c) \quad (3.2.8)$$

In der oberen Gleichung stellt $k(T)$ die Reaktionsgeschwindigkeitskonstante dar. Ihre Temperaturabhängigkeit wird oft durch einen Arrheniusansatz beschrieben. Die Abhängigkeit von der Konzentration erfolgt durch einen Potenzansatz in $F(c)$ [3.2.1]:

$$k(T) = k_0 \cdot e^{-\frac{E}{R \cdot T}} \quad (3.2.9)$$

$$F(c) = \prod c_i^{n_i} \quad (3.2.10)$$

mit :

k_0 ... Häufigkeitsfaktor

E ... Aktivierungsenergie

R ... allg. Gaskonstante

n_i ... Reaktionsordnung bezüglich der Spezies i

Bei der heterogenen Verbrennung befindet sich ein Teil der Komponenten im festen oder flüssigen Zustand. Die Verbrennung findet an den Phasengrenzflächen statt, sodass der Verbrennungsvorgang neben der chemischen Reaktion auch durch Porendiffusion und Grenzfilmdiffusion beeinflusst wird. Generell ist festzustellen, dass die chemische Kinetik stark temperaturabhängig ist, während sich der Stoffübergang vor allem korngößenabhängig darstellt. Die Abbrandgeschwindigkeit ist eine Funktion der Temperatur, wie in Bild 3.2.1 veranschaulicht wird [2.3.2].

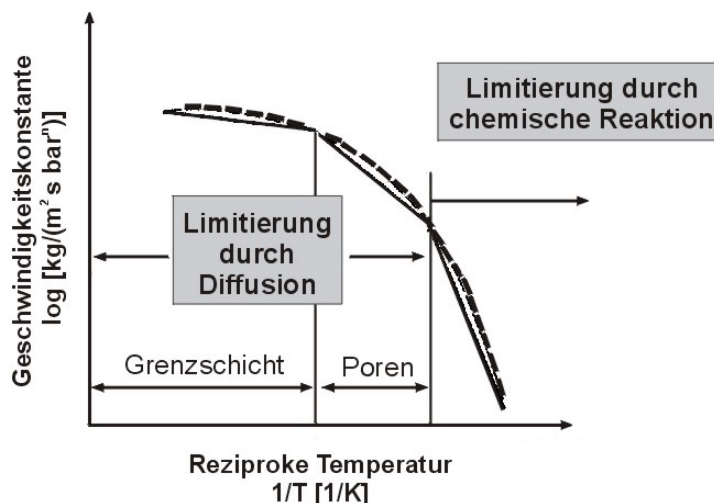


Bild 3.2.1: Arrheniusdiagramm am Beispiel des Koksabbrandes [2.3.2]

Die chemisch kontrollierte Reaktionsgeschwindigkeit wird in der Regel mit Hilfe des oben genannten Arrhenius-Ansatzes beschrieben. Die Variable „ n “ steht in diesem Kontext für die Reaktionsordnung des Brennstoffes bezüglich des Sauerstoffpartialdruckes und muss auf Grund der Korrelation zu experimentellen Untersuchungen nicht notwendigerweise ganzzahlig sein [3.2.3].

Die Theorie des Umsatzes im Bereich der Porendiffusion ist komplizierter. Die Diffusion innerhalb der Hohlräume poröser Körper wird erheblich von der Struktur des Porensystems beeinflusst. Allgemeine Aussagen über die lokale Beschaffenheit, z.B. Porositätsverteilung und Porendurchmesser, können wegen des inhomogenen Brennstoffs nicht getroffen werden. Somit sind nur pauschale Berechnungsmethoden anhand von gemittelten Daten über das gesamte Partikel möglich, die ausschließlich experimentell ermittelt werden müssen [3.2.2, 3.2.3].

3.3 Brennstoffe

Brennstoffe können gasförmig, flüssig oder fest sein. Die brennbaren Substanzen stellen Kohlenstoff (C), Wasserstoff (H) und Schwefel (S) dar. Fossile Brennstoffe werden heutzutage noch am häufigsten eingesetzt. Die thermische Behandlung oder Mitverbrennung von Müll, Biomasse und Klärschlamm, sowie seit der BSE- und MKS-Krise von Tiermehl oder -körpern, wird zukünftig aber einen immer größeren Stellenwert einnehmen.

Feste Brennstoffe bestehen aus Kohlenstoff (C), Sauerstoff (O), Wasserstoff (H), Schwefel (S), Stickstoff (N), Wasser (W) und Asche (A). Um Aussagen über die Eigenschaften des Brennstoffes machen zu können, werden beispielsweise in analytischen Laboratorien sogenannte Elementar- und Proximatanalysen (Bild 3.3.1) erstellt. Bei Elementaranalysen werden die Massenanteile an C, O, H, S, N, W und A bestimmt, bei der Proximatanalyse wird ein Brennstoff nach den Bestandteilen Feuchtigkeit, flüchtige Stoffe, "fixer" Kohlenstoff und Asche untersucht [3.1.2].

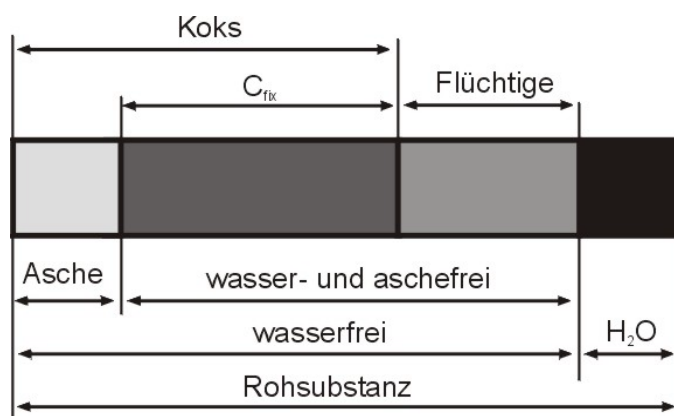


Bild 3.3.1: Proximatanalyse eines festen Brennstoffes [3.1.2]

Der "fixe" Kohlenstoff und die flüchtigen Bestandteile stellen die brennbaren Substanzen eines festen Brennstoffes dar. Die Flüchtigensfreisetzung erfolgt bei Erwärmung, sodass als Feststoff der Koks ("fixer" Kohlenstoff und Asche) übrig bleibt. Wasser und Asche nehmen an der eigentlichen Verbrennung praktisch nicht teil.

Ein gasförmiger Brennstoff ist ein Gemisch aus verschiedenen Einzelbrenngasen, z.B. CO, H₂ oder diversen Kohlenwasserstoffen. Zusätzlich sind Gase wie CO₂, N₂ und O₂ enthalten. Bei Verbrennungsprozessen wird häufig das aus dem Naturvorkommen erhaltene Erdgas eingesetzt, das zu über 70 Vol.-% aus Methan besteht [3.3.1].

3.4 Schadstoffe

Einige Abgaskomponenten sind für die Umwelt und den Menschen relativ ungefährlich. Es gibt aber eine Reihe von Stoffen, deren Konzentration mehr oder weniger stark reduziert werden muss:

- Stickoxide (NO_x),
- Kohlenmonoxid (CO),
- Kohlendioxid (CO₂),
- Schwefeloxide (SO_x),
- Partikel und Stäube sowie
- Dioxine und Furane.

Dies kann entweder als Primärmaßnahme während oder als Sekundärmaßnahme nach der Verbrennung erfolgen. Generell werden zwar Feuerungsanlagen aus wirtschaftlichen Gesichtspunkten so betrieben, dass sehr wenig schädliche Reaktionsprodukte entstehen, trotzdem sind einige Schadstoffe nur über Sekundärmaßnahmen zufriedenstellend reduzierbar [2.4.7, 3.4.1, 3.4.2].

Stickoxide

Die Bildung von Stickstoffoxiden ist sehr komplex. In Kohlenstaubflammen laufen z.B. mehr als 100 NO_x-Bildungsreaktionen mit über 30 beteiligten Spezies ab. Man unterscheidet generell zwischen einer thermischen NO_x-Bildung, einer Brennstoff-NO_x-Bildung und einer prompten NO_x-Bildung. Bild 3.4.1 zeigt die Anteile der drei Bildungsmechanismen bei bestimmten Temperaturen für Kohle [3.4.3].

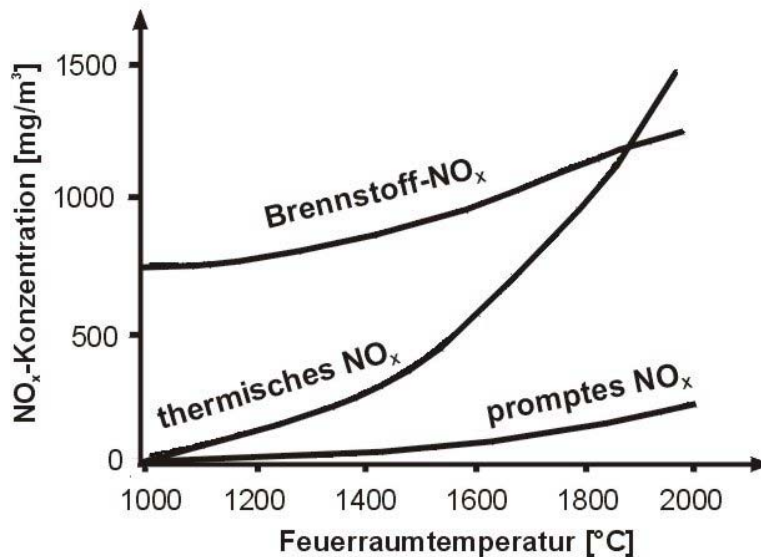


Bild 3.4.1: NO_x-Konzentration als Funktion der Temperatur und des Bildungspfad [2.3.2]

Die NO_x-Konzentrationen steigen bei allen drei Mechanismen mit der Temperatur an, beim thermischen NO_x sogar deutlich überproportional. Der NO_x-Anteil des Prompt-NO_x-Pfades ist gegenüber den beiden anderen sehr gering und daher praktisch vernachlässigbar. Bis zu etwa 1800°C bildet sich das meiste NO_x aus dem Brennstoff. Stickoxide können durch Primärmaßnahmen während des Verbrennungsvorganges oder durch Sekundärmaßnahmen, z.B. Ammoniakendüsung, reduziert werden. In erster Linie wird in Großanlagen eine Luftstufung als Primärmaßnahme eingesetzt. Vereinzelt werden auch die kalten Rauchgase in den Feuerraum zurückgeführt (Rauchgasrezirkulation). In beiden Fällen ist das verringerte Sauerstoffangebot in der Hauptverbrennungszone der Grund für die NO_x-Reduzierung. Die Werte für die Luftzahl λ liegen in diesem Bereich deutlich im unterstöchiometrischen Bereich, was zu einer enormen Absenkung der NO_x-Konzentration führt, wie in Bild 3.4.2 zu erkennen ist.

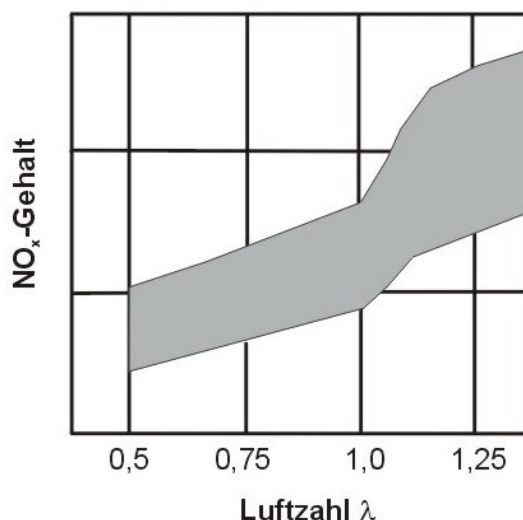


Bild 3.4.2: NO_x-Emissionsbereich als Funktion der Luftzahl λ [3.1.4]

In der Hauptverbrennungszone liegt die Luftzahl λ üblicherweise bei 0,7-0,9 [2.1.1] Hier ist demnach die Konzentration der Stickoxide vergleichsweise nur etwa halb so groß.

Kohlenmonoxid

CO ergibt sich bei unvollständiger Verbrennung. Unter realen Bedingungen können z.B. eine ungenügende Vermischung zwischen Brennstoff und Sauerstoff, eine lokal zu geringe O_2 -Menge oder unzureichende Verweilzeiten die Gründe für die CO-Entstehung sein. In der Praxis muss ein für die Feuerung üblicher Luftüberschuss gefahren werden. Im Betrieb lässt sich die Fahrweise durch Erfassen des O_2 - und CO-Gehaltes genau beurteilen. Ein zu niedriger Luftüberschuss führt zu einer zunehmenden CO-Bildung. Ein zu grosser Luftüberschuss erniedrigt die Feuerraumtemperatur, verschlechtert die Verbrennung und führt ebenfalls zu einer erhöhten CO-Bildung ("kalte Verbrennung"). Es gilt demnach, einen optimalen Luftüberschuss mit geringster CO-Bildung zu fahren. Dieser Bereich ist in Bild 3.4.3 schraffiert dargestellt [2.2.3, 2.3.2].

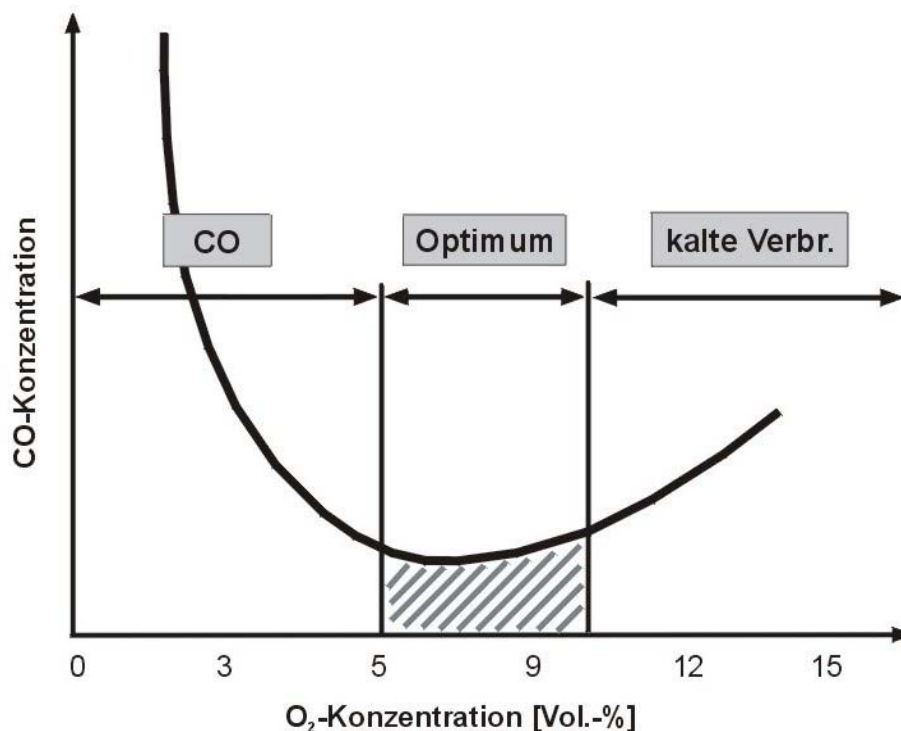


Bild 3.4.3: Beziehung von CO und O_2 -Konzentrationen in Rauchgasen [2.2.3]

Kohlendioxid

Durch Aufoxidation von CO entsteht CO_2 . Die CO_2 -Konzentration ist allein durch den mit dem Brennstoff zugeführten Kohlenstoff festgelegt. Die Brennstoffmenge und

damit der Ausstoss an CO_2 kann aber durch eine Wirkungsgraderhöhung deutlich reduziert werden [2.3.2].

Sonstige

Durch Oxidation des im Brennstoff enthaltenen Schwefels entstehen Schwefeloxide, welche entweder im Brennraum durch Primäreinbindung oder in der zweiten Stufe der Rauchgasentschwefelungsanlage (REA) durch Sekundäreinbindungen mit Nasswäschern reduziert werden können [2.3.2, 3.4.4, 3.4.5].

Stäube und Partikel werden größtenteils aus dem Abgasstrom filtriert. Vorwiegend kommen hierfür Elektrofilter, Gewebefilter und Fliehkraftentstauber zum Einsatz [2.3.2, 2.4.7].

Dioxine und Furane sind sehr toxische Chlor-, Fluor- und Kohlenwasserstoffverbindungen, die z.B. über den Mülleintrag (Vorläufersubstanzen wie polychlorierte Biphenyle "PCB", Terphenyle "PCT", Chlorbenzole oder chlorierte Phenyläther sind Hauptbestandteile von Fungiziden, Herbiziden, Insektiziden und Bakteriziden) bei Anwesenheit von Sauerstoff im Schwelbereich des Feuerraumes ($600-800^\circ\text{C}$) entstehen [2.2.3, 2.3.2]. Der größere Teil wird allerdings über katalytische Synthesen von organischen Rauchgaskomponenten mit Chlor an Schwermetallen wie Kupfer im Temperaturbereich zwischen $150-850^\circ\text{C}$ gebildet [3.4.6]. Dioxinminderungsmaßnahmen sind zur Zeit Gegenstand diverser Forschungsprojekte. In [3.4.7] wird z.B. eine Sekundärabscheidemethode beschrieben, bei der die Rauchgase durch Aktivkohlesfilter geleitet werden, in denen dann die Abscheidung der Dioxine und Furane erfolgt.

4 Mathematische Modellierung und numerische Simulation

4.1 Einführung in die Modellbildung

Unter einer mathematischen Modellierung wird die Abbildung von chemischen und physikalischen Vorgängen mit Hilfe mathematischer Beziehungen verstanden. Die Gleichungssysteme sind vorwiegend so komplex, dass sie nicht analytisch, sondern numerisch gelöst werden.

Messungen dienen zur Überprüfung, aber auch zur Verifikation des angewandten Modellkonzepts. Grundsätzlich sollten die Abweichungen zwischen den numerisch und experimentell bestimmten Werten natürlich sehr klein sein, häufig reichen aber auch schon einfache Modelle für eine richtige Trendvorhersage aus. Wird die Eignung dieser Ansätze erfolgreich überprüft, so können sie innerhalb ihres Gültigkeitsbereichs dazu eingesetzt werden, experimentelle Messungen auf Grund von Zeit- und Kostenersparnissen zu ersetzen. Fällt die Eignung der Modelle negativ aus, sollte entweder der Ansatz durch eine Veränderung der Parameter verbessert oder der numerische Algorithmus verändert werden [2.3.2, 4.1.1].

Die Genauigkeit der mathematischen Modelle ergibt sich aus dem Unterschied zwischen Mess- und Simulationswerten. Allerdings sollte hier erwähnt werden, dass die Ergebnisse aus experimentellen Messungen auch häufig Unzulänglichkeiten aufweisen. Gerade bei hohen Temperaturen können sich infolge von negativen Einflüssen, z.B. durch Verschmutzungen auf den optischen Messgeräten, ungenaue Werte ergeben, sodass ein Vergleich mit numerisch berechneten Werten vielfach schwierig erscheint.

Viele Nachteile, gerade im Hinblick auf die Messtechnik, können durch numerische Simulationen überwunden werden. So wird es beispielsweise möglich, Zugang zu experimentell nicht untersuchbaren Vorgängen zu finden und kostspielige Versuche zu vermeiden. Theoretische Untersuchungen können mit leicht veränderten Parametern oder Geometrien in kürzester Zeit beliebig oft wiederholt werden, damit Tendenzen erkennbar werden. Außerdem können einige Bereiche von technischen Anlagen messtechnisch schwer zugänglich sein, sodass hier numerische Berechnungen die einzige Möglichkeit darstellen, um Einblicke in bestimmte Gebiete einer Anlage zu erhalten.

Allein mit der Berechnung der Daten ist es aber nicht getan. Um die Unmengen von Zahlen auch interpretierbar zu machen, sind geeignete Visualisierungsmethoden notwendig. Vor allem die übersichtliche Darstellung dreidimensionaler Ergebnisse ist nicht ganz einfach. Mittlerweile gibt es hierfür eine Reihe von Software-Programmen. U.a. hat sich das Programm-Paket FLUENT für diese Anforderungen sehr bewährt.

Die Erhaltungsgleichungen aus der Strömungsmechanik stellen die Grundlage der mathematischen Modellierung von Strömungen jeglicher Art (z.B. turbulent, reagierend oder Mehrphasenströmungen) dar. Die Beschreibung erfolgt entweder in einer Euler- oder in einer Lagrange-Darstellung. Die Euler-Darstellung ist eine makroskopische Betrachtungsweise, d.h. das zu beschreibende Fluid wird als Kontinuum angesehen. Bei der Bilanzierung nach der Lagrange'schen Betrachtungsweise werden Einzelteilchen beschrieben und verfolgt. Die Betrachtung ist hierbei also mikroskopisch [2.3.2].

Die wichtigsten Transportgleichungen in Form der Euler-Bilanzierung werden in den nachfolgenden Kapiteln vorgestellt und näher erläutert. Sie dienen beispielsweise zur Beschreibung der homogenen Gasphase im Feuer- und Nachbrennraum einer Müllverbrennungsanlage.

4.2 Allgemeine Transportgleichung

Die Verteilung einer Zustandsgröße ϕ , die entweder eine passive oder eine transportierende vektorielle Größe darstellt, kann in der Euler-Darstellung generell durch eine differentielle Beziehung wie folgt beschrieben werden [2.3.2]:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \phi) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j \phi) = \frac{\partial}{\partial x_j} D_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_j} + S_\phi \quad (4.2.1)$$

$$\text{Term 1} \quad + \quad \text{Term 2} \quad = \quad \text{Term 3} \quad + \quad \text{Term 4}$$

Diese instationäre Transportgleichung berücksichtigt die zeitliche Änderung (Term 1), den konvektiven (Term 2) und diffusiven (Term 3) Transport sowie lokale Quellen und Senken. D_ϕ steht für einen allgemeinen Austauschkoefizienten, S_ϕ bilanziert alle Quellen und Senken.

Die Bilanzgleichungen der drei Hauptverbrennungsvorgänge erhält man durch eine Substitution von ϕ mit der entsprechenden Größe des Teilbereiches [2.3.2]:

- Geschwindigkeit u_i → Impulsbilanzgleichungen (Strömung + Mischung)
- Enthalpie h → Enthalpiebilanzgleichungen (Wärmeübertragung)
- Spezies c_i → Speziesbilanzgleichungen (Stofftransport + chem. Reaktion)

Bei den Bilanzierungen spielen vor allem folgende Modelle eine wesentliche Rolle:

- Strömung → Turbulenzmodelle
- Wärmeübertragung → Strahlungsmodelle
- Stofftransport → Reaktionsmodelle

4.3 Beschreibung einer turbulenten Strömung

4.3.1 Transportgleichung für die Bilanzierung einer Strömung

Zur Beschreibung einer Strömung sind einerseits die Wechselwirkungen zwischen Partikeln untereinander und zwischen verschiedenen Fluiden, sowie andererseits die Kräfte zwischen strömendem Fluid und ruhendem Körper bzw. zwischen bewegtem Körper und ruhendem Fluid entscheidend. Ursache für die entstehenden Kräfte ist eine physikalische Eigenschaft der Fluide, die Zähigkeit bzw. Viskosität genannt wird. Diese verursacht Reibungskräfte, die auf das Fluid einwirken und dafür sorgen, dass bewegende Fluide auch ohne Einwirkung äußerer Kräfte zur Ruhe kommen [4.1.1].

Mit der Geschwindigkeit u_i und dem Druck p lassen sich für kartesische Koordinaten die beiden grundlegenden instationären Transportgleichungen aufstellen [4.3.1]:

- Kontinuitätsgleichung (Erhaltung der Masse):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \quad (4.3.1)$$

- Navier-Stokes-Gleichung (Impulserhaltungssatz):

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \tau_{ij} + f_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} \quad (4.3.2)$$

Die wesentlichste Körperkraft f bei Verbrennungssystemen ist die Schwerkraft. Magnetische oder elektrostatische Kräfte spielen hierbei nur eine unbedeutende Rolle. Die beiden anderen Terme auf der rechten Seite der Gleichung stehen für Oberflächenkräfte, die vom Druck p und von viskosen Spannungen verursacht werden. Die laminaren Spannungen τ_{ij} werden für Newton'sche Fluide über einen Boussinesq-Ansatz ausgedrückt, der Spannungs- und Dehnungsanteile beinhaltet [2.3.2, 4.1.1, 4.3.2]:

$$\tau_{ij} = \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right] \quad (4.3.3)$$

Die Bestimmung des Druckverlaufes und infolgedessen auch des Druckterms $\partial p / \partial x_i$ erfolgt gewöhnlich durch eine Poisson- oder Druckkorrektur-Gleichung.

Die Poisson-Gleichung ist eine Differentialgleichung, die exakt ableitbar, allerdings nur unter hohem numerischen Aufwand zu lösen ist [2.3.2]:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x_i^2} = -\rho \left(\frac{\partial}{\partial t} D - \frac{\partial}{\partial x_i} (u_i D - D^2) \right) - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\partial}{\partial x_j} \tau_{ij} \right) \quad (4.3.4)$$

mit: Divergenz $D = \frac{\partial u_j}{\partial x_j}$

Vielfach verwendet man bei numerischen Simulationen auch eine Druckkorrektur:

$$p_K = p + \Delta p \quad (4.3.5)$$

Hierbei wird angenommen, dass ein Kontinuitätsdefekt (Divergenz $D \neq 0$) so lange vorliegt, bis auf numerischem Wege der richtige Druck gefunden wird. Ist die Divergenz beispielsweise negativ, dann strömt zu wenig Masse in das betrachtete Element ein, der Druck wird folglich zu niedrig geschätzt [2.3.2].

4.3.2 Turbulenzmodellierung

4.3.2.1 Eigenschaften der Turbulenz

Wichtigste Merkmale von turbulenten Strömungen sind Wirbel. Sie entstehen auf Grund von Schervorgängen, die durch unterschiedliche Fluidgeschwindigkeiten oder durch Scherung von Fluiden an der Wand induziert werden. Zwischen den einzelnen Wirbeln kommt es zu Energietransfers. Beim Transport von niederfrequenten, großen Wirbeln werden durch Dissipation von Bewegungsenergie Turbulenzenergie und kleine Wirbel erzeugt. Die kleinen Wirbel sind beim Transport ebenfalls Dissipationsabläufen unterworfen. Hierbei entsteht durch viskose Dissipation aus der Turbulenzenergie innere bzw. thermische Energie. Diese Energiekaskade läuft schließlich bis zur vollständigen Überführung der Turbulenzenergie in innere Energie ab [2.3.2].

4.3.2.2 Zeitmittelung

Eine turbulente Strömung besitzt eine mittlere Grundströmung und zufallsbedingte Schwankungswerte wie Bild 4.3.1 verdeutlicht [4.3.3].



Bild 4.3.1: Schwankungswerte bei einer turbulenten Strömung [2.3.2]

Für die Bilanzierungen von Transportgrößen sind prinzipiell nur die zeitlichen Mittelwerte dieser Größen interessant. Das Aufspalten der allgemeinen Größe ϕ in einen mittleren $\bar{\phi}$ und einen fluktuierenden Anteil ϕ' ist für alle entwickelten Turbulenzmodelle daher der grundlegende Ansatz. Für ϕ gilt damit folgende Beziehung [4.1.1]:

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (4.3.6)$$

Die zeitliche Mittelwertbildung einer Transportgröße ist wie folgt definiert:

$$\bar{\phi} = \frac{1}{\tau_0} \int_{\tau}^{\tau+\tau_0} \phi(\tau) d\tau \quad (4.3.7)$$

An die Integrationszeit τ_0 wird die Forderung gestellt, dass sie groß gegenüber den turbulenten Zeitmaßstäben und klein gegenüber den makroskopischen Änderungen der Hauptbewegung sein muss.

Wird die Mittelwertbildung auf ρ , u_i und p angewandt, so lassen sich durch Einsetzen dieser Beziehungen in die Impulstransportgleichung (Gleichung 4.3.2) die zeitgemittelten Navier-Stokes-Gleichungen ableiten. Diese werden auch als Reynolds-Gleichungen bezeichnet [2.3.2, 4.3.1, 4.3.2].

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \bar{u}_i \bar{u}_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_i + \tau_t) - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} + \rho g_i \quad (4.3.8)$$

Die turbulenten Spannungen lassen sich beispielsweise analog zu den laminaren Spannungen durch den Boussinesq-Ansatz bzw. die Wirbelviskositätshypothese beschreiben [2.3.2, 4.3.1]:

$$\tau_t = - \rho \overline{u_i' u_j'} \quad (\text{turbulente Spannungen, Reynolds - Spannungen}) \quad (4.3.9)$$

$$\tau_i + \tau_t = \tau_{\text{eff}} = \left[\mu_{\text{eff}} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\mu_{\text{eff}} \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} + \rho \bar{k} \right) \delta_{ij} \right] \quad (4.3.10)$$

mit :

$$\bar{k} = \frac{1}{2} \overline{u_i' u_i'} \quad (\text{kinetische Turbulenzenergie}) \quad (4.3.11)$$

Das vorliegende Gleichungssystem ist in dieser Form numerisch bis heute noch nicht lösbar. Das Problem der Schließung muss also durch zusätzliche Ausdrücke gelöst werden. Hierfür wurden verschiedene Ansätze entwickelt. Grundgedanke bei allen Modellen ist der folgende: Die unbekannten Reynoldsspannungen sollen durch bekannte Größen, z.B. Zeit- und Geschwindigkeitsmaßstäbe, ausgedrückt werden. Die wichtigsten Turbulenzmodelle werden nachfolgend näher erläutert [4.1.1, 4.3.2].

Turbulente Strömungen können nur mit sehr hohem Aufwand direkt beschrieben werden. Der große Vorteil einer "direkten numerischen Simulation" (DNS) besteht darin, dass die gesamte Energiekaskade auf Grund einer sehr feinen Auflösung erfasst werden kann und infolgedessen keine Modellierung mehr notwendig ist. Da die derzeitigen Rechnerkapazitäten zumindest hinsichtlich der meisten numerischen Verbrennungsrechnungen noch nicht ausreichen, wurden in den letzten Jahren drei wesentliche Ansätze entwickelt [2.3.2, 4.1.1, 4.3.1, 4.3.2, 4.3.4]:

- Large Eddy Simulation (LES):
Hierbei werden nur die großen, anisotropen Wirbelstrukturen direkt erfasst, die Beschreibung der kleinen Wirbel erfolgt über Modelle.
- Discrete Eddy Simulation:
Bei diesem Ansatz werden diskrete Wirbel mit einer festen Größe erzeugt und der Strömung überlagert. Ausgehend vom Strömungseintritt wird die Ausbreitung dieser Wirbel mittels Transportgleichungen durch das Rechengebiet beschrieben.
- Turbulenzmodelle:
Diese Modelle basieren auf Längen- und Zeitmaßstäben, die den Energietransfer bis zur inneren Energie beschreiben. Man unterscheidet zwischen Wirbelviskositätsmodellen (Direkte Modelle), algebraischen Spannungsmodellen (ASM) sowie Reynolds-Spannungs-Modellen (RSM).

Für die Simulation von Verbrennungssystemen kommen im Hinblick auf die aktuellen Rechnerleistungen nahezu ausschließlich Turbulenzmodelle in Frage. Daher werden in den folgenden Kapiteln die Grundlagen der Turbulenzmodellierung vorgestellt und einige Modelle näher erläutert.

4.3.2.3 Reynolds-Spannungs-Modell (RSM)

Der wesentliche Vorteil vom RSM ist die Genauigkeit, da die Reynolds-Spannungen direkt modelliert werden und der anisotrope Charakter der Turbulenz somit beschrieben wird. Die turbulenten Strukturen werden daher also sehr gut approximiert. Die Form der Transportgleichung sieht wie folgt aus [2.3.2, 4.3.2]:

$$C = D_l + D_t + \Pi + P + E \quad (4.3.12)$$

mit: C = zeitliche Änderung und Konvektion durch die mittlere Hauptströmung
 D = laminare oder turbulente Diffusion
 Π = diffusiver Transport/Wechselwirkungen von/zwischen Druck-Geschwindigkeits-Fluktuationen
 P = Produktion
 E = Dissipation

Mit geeigneten Modellkonstanten ergeben sich schließlich die Transportgleichungen für die Reynolds-Spannungen. Allerdings führt dies auch zu einer vergleichsweise hohen Anzahl an Bilanzgleichungen, was wiederum die Rechenzeit enorm ansteigen lässt. Deshalb werden bei vielen Anwendungen einfachere Modelle verwendet.

4.3.2.4 Algebraisches Spannungs-Modell (ASM)

Algebraische Turbulenzmodelle berücksichtigen ebenso den anisotropen Charakter. Hierbei wird aber im Gegensatz zum RSM keine Transportgleichung gelöst, sondern versucht, die Anisotropie über algebraische Beziehungen abzubilden. Die Form der Bilanzgleichung lässt sich für das ASM wie folgt angeben [2.3.2]:

$$P_{ij} + \Pi_{ij} + E_{ij} = (P - \varepsilon) \overline{u_i' u_j'} / k \quad (4.3.13)$$

Mit den entsprechenden Produktionstermen sowie Konstantensätzen lassen sich die Reynolds-Spannungen im ASM modellieren.

4.3.2.5 k-ε-Modell

Bei den direkten Modellen wird von einer isotropen Turbulenz ausgegangen. Dies hat den Nachteil, dass bei sehr anisotropen Turbulenzstrukturen, wie sie beispielsweise bei Drallströmungen existieren, größere Abweichungen entstehen.

Unter einer Vielzahl von Ansätzen ist besonders ein Zwei-Gleichungsmodell zu nennen: Das k-ε-Modell. Gerade bei Verbrennungssimulationen ist dieser Ansatz in der Vergangenheit vorwiegend zum Einsatz gekommen. Die turbulente Viskosität μ_t wird hierbei über die kinetische Turbulenzenergie k und die Dissipationsrate ε bestimmt [4.1.1, 4.3.1, 4.3.2].

Das k-ε-Modell verwendet die turbulente kinetische Energie k ($\sim v^2$) als Geschwindigkeitsmaßstab und die Dissipationsrate ε ($\sim k^{3/2}/L$) als Zeitmaßstab. Die modellierten Transportgleichungen für k und ε ergeben sich durch geeignete Umformungen sowie unter Verwendung der Kolmogorov-Prandtl-Beziehung [4.1.1, 4.3.2, 4.3.5]:

$$\mu_{\text{eff}} = \mu_l + \mu_t \quad (4.3.14)$$

$$\mu_t = \rho c_\mu \frac{\overline{k}^2}{\overline{\varepsilon}} \quad (\text{nach Prandtl - Kolmogorov}) \quad (4.3.15)$$

$$P = -\overline{u_i' u_j'} \frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j} = \tau_t \frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j} \quad (\tau_t \text{ nach Boussinesq - Ansatz}) \quad (4.3.16)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho} \bar{k}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho} \bar{u}_j \bar{k}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_{eff}}{Pr_k} \frac{\partial \bar{k}}{\partial x_j} \right] + P - \bar{\rho} \bar{\varepsilon} \quad (4.3.17)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho} \bar{\varepsilon}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho} \bar{u}_j \bar{\varepsilon}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_{eff}}{Pr_\varepsilon} \frac{\partial \bar{\varepsilon}}{\partial x_j} \right] + c_{\varepsilon 1} \frac{\bar{\varepsilon}}{\bar{k}} P - c_{\varepsilon 2} \bar{\rho} \frac{\bar{\varepsilon}}{\bar{k}} \bar{\varepsilon} \quad (4.3.18)$$

Anerkannter Satz von empirischen Konstanten :

$$c_\mu = 0,09 \quad c_{\varepsilon 1} = 1,44 \quad c_{\varepsilon 2} = 1,92 \quad Pr_k = 1,0 \quad Pr_\varepsilon = 1,3$$

Die gerade aufgeführten Bilanzgleichungen und Konstantensätze beziehen sich allesamt auf das "Standard-k-ε-Modell".

Realizable-k-ε-Modell

Eine Modifikation des Standard-Modells stellt das "Realizable-k-ε-Modell" dar. Vorteil ist hierbei, dass physikalisch unsinnige Ergebnisse für die turbulenten Normal- und Scherspannungen vermieden werden. Die Konstante c_μ im Standard-k-ε-Modell wird nicht konstant gehalten, sondern über eine mathematische Beziehung in Abhängigkeit der Größen k und ε sowie diversen Konstanten und Faktoren (A_0 , A_s und U) bestimmt [4.3.5]:

$$c_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{U \cdot k}{\varepsilon}} \quad (4.3.19)$$

Die Transportgleichungen für k und ε können analog zum Standard-k-ε-Modell aufgestellt werden. Die empirischen Konstanten weisen allerdings leicht veränderte Werte auf:

$$c_{\varepsilon 1} = 1,44 \quad c_{\varepsilon 2} = 1,9 \quad Pr_k = 1,0 \quad Pr_\varepsilon = 1,2$$

Auf Grund der verbesserten Ansätze gegenüber dem Standard-k-ε-Modell können auch Strömungen erhöhter Komplexität numerisch berechnet werden, wie z.B. bei plötzlichen Querschnittsveränderungen, Umlenkungen oder verdrehten Strömungen.

RNG-k-ε-Modell

Das "RNG-k-ε-Modell" ist ein weiterer Ansatz, das aus dem Standard-k-ε-Modell entstanden ist. Die Transportgleichungen ähneln denen aus dem Standard-Modell, die Verbesserung besteht allein darin, dass mit Hilfe von sogenannten "Swirl-Konstanten" auch drallbehaftete Strömungen realitätsnah abgebildet werden können [4.3.5].

Ein Satz anerkannter Konstanten sieht wie folgt aus:

$$c_{\varepsilon 1} = 1,42 \quad c_{\varepsilon 2} = 1,68$$

Die wesentlichen Änderungen zum Standard-k- ϵ -Modell liegen in der Berechnung der Prandl-Zahlen (Pr_k und Pr_ϵ) und der turbulenten Viskosität μ_t durch die sogenannte RNG-Theorie (RNG = renormalization group theory - eine statistische Anwendungstechnik). Da c_μ wie beim Realizable-k- ϵ -Modell auch hier keine Konstante darstellt, wird die turbulente Viskosität in Gleichung (4.3.15) wesentlich genauer beschrieben. Bei hohen Reynolds-Zahlen ergibt sich c_μ mit Hilfe der RNG-Technik zu 0,0845. Dies entspricht quasi dem Wert der Konstanten c_μ im Standard-k- ϵ -Modell ($c_\mu = 0,09$).

Im Rahmen dieser Arbeit wurde das Standard-k- ϵ -Modell verwendet. Hauptsächlich deshalb, weil das isotrope Verhalten infolge der bei einer Verbrennung vorhandenen Volumenexpansion begünstigt wird. Da bis auf einige Studien außerdem keine drall-behaftete Strömung berechnet werden musste und in der Vergangenheit selbst bei komplexeren Geometrien und Strömungsbeschreibungen recht gute Ergebnisse mit dem k- ϵ -Modell erzielt worden sind [1.31, 4.3.4], bot sich dieses Modell aufgrund seiner Einfachheit bzw. der Zeitersparnisse an.

4.3.2.6 Wandnahe Bereiche

Die beschriebenen Turbulenzmodelle gelten nur für den vollturbulenten Bereich der Hauptströmung. Direkt an der Wand haben die Geschwindigkeitskomponenten des Fluids allesamt den Wert Null, weil die Haftbedingung erfüllt sein muss. Der Übergangsbereich zwischen der Kernströmung und den Wänden muss infolgedessen gesondert modelliert werden. Hierfür wurden sogenannte Wandfunktionen entwickelt. Grundsätzlich unterscheidet man in Wandnähe drei Zonen [4.3.5, 4.3.6]:

- wandnächster Bereich:
In dieser laminaren Schicht spielt die molekulare Viskosität die wichtigste Rolle, das Newton'sche Gesetz ist gültig.
- Übergangsbereich:
Turbulente und laminare Strukturen sind hier parallel vertreten.
- äußere, vollturbulente Wandschicht:
In dieser Zone gilt ein logarithmisches Wandgesetz

Bei der "Standard-Wandfunktion" nach Spalding und Launder [4.3.7] sowie bei der "Nichtgleichgewichts-Wandfunktion" wird die Strömung in Wandnähe nicht aufgelöst, der Mittelpunkt der ersten Zelle liegt bereits im turbulenten Bereich des logarithmischen Wandgesetzes. Bei der zweiten Alternative können Druckgradienten und Nichtgleichgewichtseffekte berücksichtigt werden. Für die meisten industriellen Anwendungen reichen diese Modelle völlig aus. Bei komplexeren Geometrien oder für genauere Lösungen, z.B. Berechnung des Wärmeübergangs an eine Wand, sollte

die Auflösung im wandnahen Bereich allerdings verfeinert werden. Hierfür bietet sich das sogenannte "Zwei-Zonen-Modell" an. Das Rechengebiet wird in der Nähe der Wand in zwei Gebiete unterteilt, nämlich in den viskositätsbeeinflussten wandnahen Bereich und einen vollturbulenten Bereich, in dem die oben beschriebenen Turbulenzmodelle zum Einsatz kommen. Grundsätzlich muss bei diesem Modell der gesamte wandnahe Bereich inklusive der laminaren Unterschicht und des Übergangsbereiches aufgelöst werden. Infolgedessen werden im Vergleich zu den Wandfunktionen deutlich mehr Zellen benötigt.

4.4 Beschreibung der Wärmeübertragung

4.4.1 Transportgleichung für die Bilanzierung der Enthalpie

Als grundlegende Wärmeübertragungsmechanismen sind Leitung, Konvektion und Strahlung zu nennen. Ein Energietransport über Wärmeleitung erfolgt zwischen benachbarten Molekülen auf Grund eines im Material vorhandenen Temperaturgradienten. In Festkörpern stellt die Wärmeleitung die einzige Art des Wärmetransportes dar, bei Flüssigkeiten und Gasen spielt sie nur eine unbedeutende Rolle. In turbulent strömenden Fluiden mit vergleichsweise geringer Temperatur ist vor allem die Konvektion zu nennen, z.B. bei einer Wärmeübertragung von einem erwärmten Gas an eine Wand. Der Anteil der einzelnen Übertragungsmechanismen an dem gesamten Wärmeaustausch ist je nach Anwendungsfall und Phasenzustand verschieden. Leitung und Konvektion können bei Verbrennungsprozessen praktisch vernachlässigt werden, da der Strahlungsaustausch bei sehr hohen Temperaturen einen Anteil von etwa 90% besitzt. Zwischen zwei oder mehreren Körpern kann auf Grund ihrer Temperatur sowie ihres Emissions-, Streuungs- und Absorptionsvermögens ein Strahlungswärmetransport erfolgen. Dieser Mechanismus wird bei höheren Temperaturen gerade deshalb so bedeutsam, da sich die Strahlungsintensität nach Boltzmann aus der 4. Potenz der Temperatur wie folgt bestimmen lässt [2.3.2]:

$$E = \sigma \cdot T^4 \quad \left(\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4} \dots \text{Boltzmann - Konstante} \right) \quad (4.4.1)$$

Für die Beschreibung der Energiebilanz wird nicht die Temperatur, sondern die Gesamtenthalpie h_G verwendet. Die Gesamtenthalpie, die sich aus fühlbarer und latenter Enthalpie zusammensetzt, bleibt konstant und somit quelltermfrei. Die Enthalpie ist abhängig von der Konzentration, vom Druck und von der Temperatur. Unter Vernachlässigung des Druckterms kann beispielsweise die lokale Temperatur T durch folgende Beziehung sehr einfach bestimmt werden [2.3.2]:

$$h_G = \bar{c}_{p,m} \cdot t_G + \sum_i (c_i \cdot \Delta_B h_i) \quad (\text{Gesamtenthalpie} = \text{fühlbare} + \text{latente Enthalpie}) \quad (4.4.2)$$

$$\Rightarrow T = \frac{h_G - \sum_i (c_i \cdot \Delta_B h_i)}{\sum_i (c_i \cdot \bar{c}_{p,i})} + 273,15 \text{ [K]} \quad (4.4.3)$$

mit :

h_G Gesamtenthalpie

$\Delta_B h_i$ Bildungsenthalpie der Spezies i

c_i Konzentration der Spezies i

$c_i \cdot \Delta_B h_i$ latente Enthalpie

$\bar{c}_{p,i}$ mittlere integrale spezifische Wärmekapazität der Spezies i

Wird die allgemeine Größe ϕ in der Transportgleichung (vgl. Kap. 4.2) durch die Gesamtenthalpie h_G ersetzt, so lässt sich die Energietransportgleichung wie folgt ableiten [2.3.2]:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho h_G) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j h_G) = \frac{\partial}{\partial x_j} j_h + S_h \quad (4.4.4)$$

In der Transportgleichung ist allerdings der "allgemeine Austauschstrom j_h " und der "Quell- bzw. Senkenterm S_h " noch unbekannt. Durch Addition aller Enthalpieströme kann j_h aber relativ einfach bestimmt werden. Unter Vernachlässigung des in den Verbrennungsprozessen nicht bedeutsamen Stromes (Dufour'sche Energiestromdichte, nur für große Konzentrations- und kleine Temperaturgradienten bedeutsam), ergibt sich j_h aus der Fourier'schen Energiestromdichte (molekulare Wärmeleitung) und dem Enthalpiestoffstrom (flächenbezogene Fick'sche Stoffstromdichte). Durch geeignete Annahmen und Umformungen, wie sie z.B. in [2.3.2, 3.4.4, 4.1.1, 4.3.1, 4.3.6] zu finden sind, sowie einer Zeitmittelung, ergibt sich die modellierte Enthalpiebilanzgleichung:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{h}_G) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{h}_G \bar{u}_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_{eff}}{Pr_h} \frac{\partial \bar{h}_G}{\partial x_j} \right] + S_h \quad (4.4.5)$$

Die turbulenten Enthalpieströme $j_{h,t}$ wurden in der oberen Gleichung analog zur Strömung mit einem Gradientenflussansatz ausgedrückt:

$$j_h + j_{h,t} = \left[\frac{\mu_{eff}}{Pr_h} \frac{\partial \bar{h}_G}{\partial x_j} \right] \quad (\text{empirische Konstante : } Pr_h = 0,7) \quad (4.4.6)$$

$$j_{h,t} = - \rho \overline{h'_G u'_j} \quad (\text{Gradientenflussansatz}) \quad (4.4.7)$$

S_h stellt in der Bilanzgleichung die Summe aller volumenbezogenen Enthalpiequellen dar, die rein über Strahlungsaustauschbeziehungen modelliert werden. In den beiden folgenden Kapiteln werden daher die Eigenschaften der Strahlung sowie die verschiedenen Strahlungsmodelle vorgestellt.

4.4.2 Modellierung der Strahlung

4.4.2.1 Eigenschaften der Strahlung

Der Strahlungswärmetransport erfolgt über elektromagnetische Wellen, wobei die Energie im Gegensatz zur Konvektion und zur Leitung zwischen allen Volumen- und Flächenelementen ausgetauscht wird. Der bedeutsame Wellenbereich für die thermische Strahlung liegt zwischen 0,1 und 100 μm .

Die Strahlungseigenschaften eines Fluids werden über den Absorptions- (k_a) und den Streukoeffizienten (k_s) beschrieben. In reiner Gasphase treten keine Streueffekte auf, sodass die optischen Eigenschaften des Rauchgases ausschließlich über den Absorptionskoeffizienten bestimmt werden. Bei Verbrennungsprozessen hängt dieser von den Konzentrationen der sogenannten Bandenstrahler CO_2 und H_2O ab. Übliche Werte für k_a liegen bei etwa 0,1 bis 0,2 [4.4.1, 4.3.7].

Die Wärmeübertragung durch Strahlung lässt sich in Abhängigkeit der genannten Koeffizienten sowie der Planck-Intensität I_b und der spektralen Intensität I_s durch die Bilanzierung der Gesamtstrahlungsintensität angeben. Zur Beschreibung der Gesamtstrahlungsintensität I entlang eines Weges s , in einem partikelbeladenen oder nicht beladenen Fluid, dient folgende Gleichung [4.3.7]:

$$\frac{\partial I}{\partial s} = - (k_a + k_s) I + k_a I_b + k_s I_s \quad (4.4.8)$$

mit:

$$I_b = \frac{2hc^2\nu^3}{e^{hc\nu/kT} - 1} \quad (\text{Planck - Intensität}) \quad (4.4.9)$$

$$I_s = \frac{1}{4\pi} \int_0^{4\pi} I d\Omega \quad (\text{spektrale Intensität}) \quad (4.4.10)$$

Der oben aufgeführte Ausdruck ist allerdings auch mit Hilfe von numerischen Methoden nur sehr schwer zu lösen. Der Strahlungsaustausch wird deshalb modelliert. Im Wesentlichen gibt es vier Hauptgruppen von Strahlungsmodellen, die im nächsten Kapitel vorgestellt werden [2.3.2, 3.4.3, 4.4.2, 4.4.3]:

- Zonen-Modelle,
- Fluss-Modelle,
- Hybrid-Modelle und
- Reduzierte Modelle.

4.4.2.2 Strahlungsmodelle

Für die Modellierung des Quellen- bzw. Senkenterms in der Enthalpiebilanzgleichung Gleichung (4.4.4) gibt es verschiedene Ansätze. Die gebräuchlichsten Strahlungsmodelle sind Zonen- und Fluss-Modelle. Hybrid-Modelle stellen die Kombination aus beiden dar und verknüpfen somit die Vorteile der jeweiligen Methode. Für spezielle Anwendungen sind reduzierte Modelle entwickelt worden, wie z.B. das Diffusionsmodell. In optisch sehr dichten Medien, d.h. bei hoher Partikelbeladung, findet der Strahlungsaustausch in Analogie zum Stofftransport ausschließlich zwischen zwei benachbarten Zellen statt. Bei Verbrennungssystemen kann üblicherweise von relativ geringen partikelbeladenen Rauchgasen ausgegangen werden. Hierfür haben sich in den letzten Jahren Fluss- und Zonen-Modelle als geeignet erwiesen [3.4.3, 4.4.2, 4.4.3].

4.4.2.3 Zonen-Modell

Im Zonen-Modell wird der zu simulierende Bereich in Gasvolumenzonen (dreidimensional) und Wandflächenelemente (zweidimensional) unterteilt. Die Strahlungsbilanzierung erfolgt nach verschiedenen Ansätzen.

Hottel-Modell

Bei der "Hottel-Methode" wird der Strahlungsaustausch über Sichtfaktoren, die eine Relation zwischen zwei Elementen (A und B) herstellen, berechnet. Die Energie kann somit zwischen zwei Wänden, zwischen zwei Gasvolumina oder zwischen einer Wand und einem Volumenelement übertragen werden:

$$E_{A \leftrightarrow B} = \{z_A z_B\} \cdot \sigma \cdot (T_A^4 - T_B^4) \quad (4.4.11)$$

Der Sichtfaktor $\{z_A z_B\}$ beinhaltet alle Informationen bezüglich der Zonengeometrien, deren geometrische Lage zueinander und den optischen Eigenschaften der Gasphase [2.3.2].

Prinzipiell kann bei Zonenmodellen zwischen Gesamtstrahlungsaustauschfaktoren und Berücksichtigung der Streuung oder Direktstrahlungsaustauschfaktoren unter Vernachlässigung von Streuprozessen unterschieden werden. Die Hottel'sche Methode basiert auf der einfacheren Art, d.h. es werden Direktstrahlungsaustauschfaktoren bestimmt. Für die Gaszone A ergibt sich beispielsweise folgende Beziehung:

$$\sum \{z_A z_B\} = 4k_{a,A} V_A \quad (4.4.12)$$

Die Berechnung der Faktoren erfolgt in Abhängigkeit der geometrischen Verhältnisse des Austauschraumes. Grundsätzlich sind die in Bild 4.1.1 dargestellten Kombinationen denkbar.

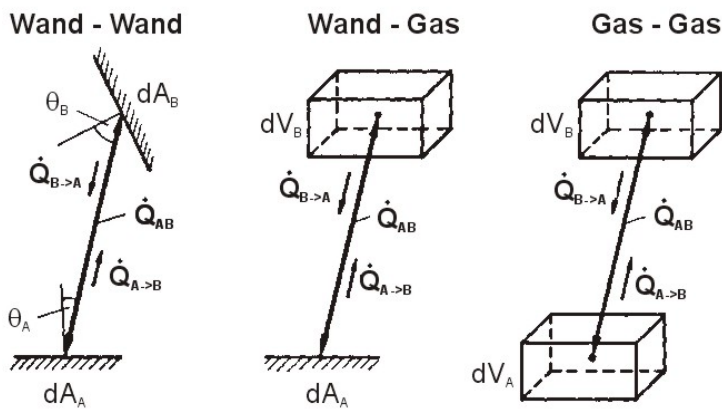


Bild 4.4.1: Geometrische Verhältnisse bei Zonenmodellen

Die allgemeinen Beziehungen zur Berechnung der Austauschfaktoren lauten wie folgt:

$$\{z_{W,A} z_{W,B}\} = \int \int_{A_A A_B} [\cos \Theta dA_A \cos \Theta dA_B \sigma_t(s_{A,B}) / (\pi s_{A,B}^2)] \quad (4.4.13)$$

$$\{z_{W,A} z_{G,B}\} = \int \int_{A_A V_B} [\cos \Theta dA_A k_{a,B} dV_B \sigma_t(s_{A,B}) / (\pi s_{A,B}^2)] \quad (4.4.14)$$

$$\{z_{G,A} z_{G,B}\} = \int \int_{V_A V_B} [k_{a,A} dV_A k_{a,B} dV_B \sigma_t(s_{A,B}) / (\pi s_{A,B}^2)] \quad (4.4.15)$$

mit:

$$\sigma_t(s_{A,B}) = \exp(-\int_{s_{A,B}} k_a ds_{A,B}) \quad (\text{Transmission}) \quad (4.4.16)$$

Monte-Carlo-Modell

Für Verbrennungsrechnungen haben sich in den letzten Jahren die "Monte-Carlo-Methoden" bewährt. Bei diesem Ansatz werden eine repräsentative Anzahl von Strahlen im gesamten Simulationsbereich ausgesendet und soweit verfolgt, bis ihre gesamte Energie vollständig oder bis zu einem vorgegebenen Grenzwert absorbiert worden ist. Die aus zwei- oder dreidimensionalen Zonen emittierte Gesamtenergie nimmt durch Absorption in einer Volumenzelle sowie Reflexion und Absorption an einer Wandzelle kontinuierlich ab. Die Aussendung der diskret verfolgten Einzelstrahlen geschieht dabei in zufällige Richtungen. Eine Zufallszahl P , mit Intervallwerten zwischen 0 und 1 (halboffenes Intervall), bildet hierfür folgende Winkel ab:

- 0° ($P = 0$) und
- 360° ($P = 1$)

Für einen zweidimensionalen Raum ergeben sich die in Bild 4.4.2 dargestellten Zufallszahlen in Abhängigkeit des Winkels Θ .

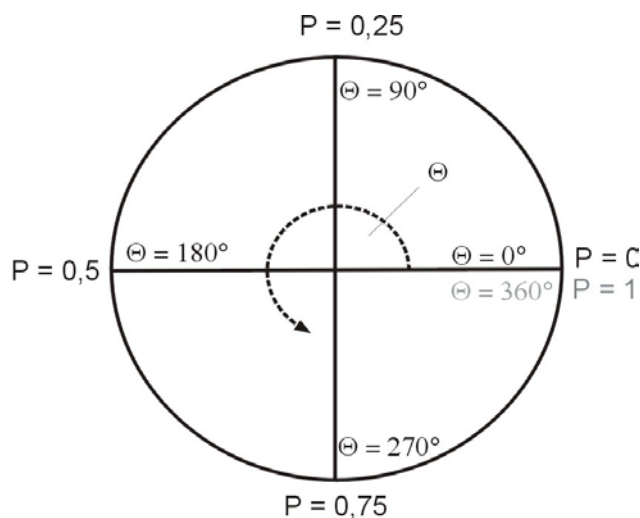


Bild 4.4.2: Zufallszahl P beim Monte-Carlo-Modell

Der numerische Aufwand kann durch die Anzahl an verfolgten Strahlen kontrolliert werden [2.3.2].

Discrete-Transfer-Modell

Das "Discrete-Transfer-Modell" (DTRM), welches im Software-Paket FLUENT implementiert ist und somit auch im Rahmen dieser Arbeit zum Einsatz kam, stellt eine Modifikation der Monte-Carlo-Methode dar. Je nach Anwendungsfall kann die Anzahl

und Wahl der hierbei diskreten Richtungen beliebig variiert werden. Üblicherweise werden $4 \times 4 = 16$ Strahlen verwendet. Eine höhere Anzahl an ausgesendeten Strahlen würde zwar die Genauigkeit, leider aber auch die Rechenzeit steigen lassen. Da Streuungseffekte in diesem Modell nicht berücksichtigt werden, reduziert sich die Strahlungsbilanzgleichung auf folgenden Ausdruck [4.4.2, 4.4.3]:

$$\frac{\partial I}{\partial s} = -k_a I + k_a I_b \quad (4.4.17)$$

Beim DTRM erfolgt die Aussendung der Strahlen im Gegensatz zur Hottel- und Monte-Carlo-Methode nur von den Umrandungen, d.h. von den Feuerraumwänden sowie Ein- und Auslässen.

Discrete-Ordinates-Modell

Das „Discrete-Ordinates-Modell“ (DOM) löst die Strahlungsbilanzgleichung (4.4.17) für diskrete Raumwinkel Ω direkt. Es erfolgt im Gegensatz zum DTRM keine Strahlverfolgung, der Aufwand wird allerdings wie beim DTRM über die Anzahl an Raumwinkel und infolgedessen Transportgleichungen kontrolliert. Der Vorteil gegenüber dem DTRM liegt in der Möglichkeit, auch die Streueffekte bei partikelbeladenen Gasphasen zu berücksichtigen [4.3.5].

4.4.2.4 Fluss-Modell

Für Fluss-Methoden wird die Anzahl an diskreten Richtungen auf sechs (3D) bzw. vier (2D) reduziert und die Strahlungsintensität dann als isotrop angenommen. Diese Vereinfachung erlaubt es, Transportgleichungen aufzustellen, die mathematisch in der gleichen Weise gelöst werden können wie die schon beschriebenen Bilanzgleichungen.

Erfolgt eine Integration der Richtungs-Strahlungsintensität entlang der positiven und negativen Koordinatenrichtungen, so entsteht das klassische Fluss-Modell. Daneben gibt es die Momenten-Methode, bei der die Strahlungsintensität in beliebige Richtungen integriert wird. Grund hierfür kann z.B. eine komplexe Geometrie des Simulationsraumes sein. Eine Kombination aus beiden stellt das P-N-Fluss-Modell dar. Es hebt den Nachteil weniger diskreter Strahlungsfüße auf, wodurch ein gleichmäßiger Energietransfer erzielt wird [2.3.2, 4.3.5].

P-1-Modell

Im Programmpaket FLUENT ist das P-1-Modell als Fluss-Methode implementiert. Es ist das einfachste Modell der P-N-Modelle, wobei die Ortsrichtungen der Flüsse

durch das orthogonale Koordinatensystem festgelegt sind. Prinzipiell stellt es also ein klassisches Fluss-Modell dar [3.4.4, 4.3.5].

Strahlungsflüsse können in positiver (I) oder negativer (J) Koordinatenrichtung erfolgen. Im dreidimensionalen Fall lassen sich für ein kartesisches Koordinatensystem folgende Differentialgleichungen aufstellen [4.3.6]:

$$\frac{\partial I_{x,y,z}}{\partial x, y, z} = - (k_a + k_s) I_{x,y,z} + k_a E + \frac{1}{6} k_s (I_x + I_y + I_z + J_x + J_y + J_z) \quad (4.4.18)$$

$$\frac{\partial J_{x,y,z}}{\partial x, y, z} = - (k_a + k_s) J_{x,y,z} + k_a E + \frac{1}{6} k_s (I_x + I_y + I_z + J_x + J_y + J_z) \quad (4.4.19)$$

Die Netto-Strahlungswärme Q kann dann über I und J wie folgt bestimmt werden:

$$\begin{aligned} \frac{\partial Q_{x,y,z}}{\partial x, y, z} &= - \frac{\partial}{\partial x, y, z} \left(\frac{2}{k_a + k_s} \frac{\partial R_{x,y,z}}{\partial x, y, z} \right) = \\ &- 2 (k_a + k_s) R_{x,y,z} + 2 k_a E + \frac{2 k_s}{3} (R_x + R_y + R_z) \end{aligned} \quad (4.4.20)$$

$$\text{mit: } R = \frac{I + J}{2} \quad (\text{Fluss-Summe}) \quad (4.4.21)$$

Schließlich ergeben sich die folgenden drei Differentialgleichungen, aus denen der Enthalpie- bzw. Strahlungsquellterm S_h bestimmt werden kann [4.3.6]:

$$S_h = - \left(\frac{\partial Q_x}{\partial x} + \frac{\partial Q_y}{\partial y} + \frac{\partial Q_z}{\partial z} \right) = 2 k_a (R_x + R_y + R_z - 3E) \quad (4.4.22)$$

4.4.2.5 Randbedingungen bei Strahlungsmodellen

Randbedingungen an Flächenelementen beim DTRM

Beim Strahlungsaustausch an Wänden stellt die Emissivität $\varepsilon_{\text{wand}}$ eine wichtige Größe dar. Hierbei wird die Strahlungsintensität eines grauen Körpers in Relation zur Intensität eines schwarzen Strahlers gesetzt. Die Strahlungsbilanz eines Wandflächenelementes wird beim DTRM wie folgt modelliert [4.4.3]:

$$E_{\text{ausfallend}} = E_{\text{Wand}} + (1 - \varepsilon_{\text{Wand}}) E_{\text{einfallend}} \quad (4.4.23)$$

$$\text{mit: } E_{\text{Wand}} = \varepsilon_{\text{Wand}} \sigma T^4 \quad (4.4.24)$$

Ein- und Auslässe werden in der Regel als schwarze Strahler angesehen. Die einfallende Strahlung wird komplett absorbiert und nicht reflektiert, die Emissivität ist folglich $\varepsilon_{\text{Ein-/Auslässe}} = 1$.

Randbedingungen an der Wand beim P-1-Modell

Wie beim DTRM kann die Strahlung an Wandflächenelementen über die Emissivität $\varepsilon_{\text{wand}}$ bilanziert werden [4.3.6]:

$$E_{\text{Wand}} = \varepsilon_{\text{Wand}} \sigma T^4 \quad (4.4.25)$$

$$J_{x,y,z} = E_{\text{Wand}} + (1 - \varepsilon_{\text{Wand}}) I_{x,y,z} \quad (4.4.26)$$

$$Q_{x,y,z} = I_{x,y,z} - J_{x,y,z} = I_{x,y,z} - E_{\text{Wand}} - (1 - \varepsilon_{\text{Wand}}) I_{x,y,z} = \varepsilon_{\text{Wand}} I_{x,y,z} - E_{\text{Wand}} \quad (4.4.27)$$

Substituiert man wiederum die Beziehung für R in die oberen Ausdrücke, so ergeben sich erneut Gleichungen, aus denen der Quellterm S_h berechnet werden kann [4.3.6]:

$$Q_{x,y,z} = - \frac{2}{k_a + k_s} \frac{\partial R_{x,y,z}}{\partial x,y,z} = \frac{2 \varepsilon_{\text{wand}}}{2 - \varepsilon_{\text{wand}}} (R_{x,y,z} - \sigma T^4) \quad (4.4.28)$$

Da dieses Modell in der Regel geringere Rechenzeiten im Vergleich zum DTRM benötigt, wurden die meisten Simulationen im Rahmen dieser Arbeit mit dem P-1-Modell durchgeführt.

4.5 Beschreibung von reagierenden Strömungen

4.5.1 Stofftransportgleichung

Für jede Spezies, die in einer Verbrennungsrechnung bilanziert werden soll, muss eine Transportgleichung aufgestellt und gelöst werden. Mit Hilfe eines allgemeinen Austauschkoeffizienten j_{ci} sowie durch Substitution der allgemeinen Zustandsgröße ϕ mit der Spezieskonzentration c_i lässt sich analog zu den bereits beschriebenen Modellen eine Transportgleichung für c_i aufstellen [2.3.2]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho c_i u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} j_{c_i} + S_{c_i} \quad (4.5.1)$$

Die Reaktionsraten der einzelnen Verbrennungsreaktionen werden in hohem Maße von der Turbulenzstruktur und der Temperatur beeinflusst. Die Temperaturabhängigkeit wirkt sich bei der Reaktionskinetik aus, die Turbulenz spielt eine wesentliche Rolle bei der Vermischung von Verbrennungsgasen und Sauerstoff. In den meisten Fällen kann von einer sehr schnellen Gasphasenreaktion ausgegangen werden, die Vermischung ist somit geschwindigkeitsbestimmend.

Darüber hinaus hat die Turbulenz beim Stofftransport eine zweite Auswirkung. Infolge des Turbulenzeinflusses beim Transport von skalaren Größen muss c_i wieder in einen Mittel- und einen Schwankungswert aufgeteilt werden. Die bei einer erneuten Zeitmittelung entstehenden Korrelationen ($-\rho \overline{u_j' c_i'}$... Reynoldsflüsse) müssen analog zum Schließungsproblem beim Impulstransport (Gleichung 4.3.2) modelliert werden. Dies kann erneut mit dem schon erwähnten Gradientenflussansatz erfolgen [2.3.2]:

$$-\rho \overline{u_j' c_i'} = \frac{\mu_t}{Sc} \frac{\partial \bar{c}_i}{\partial x_j} \quad (4.5.2)$$

Sc ist hierbei eine dimensionslose Kennzahl, die sogenannte Schmidtzahl ($Sc = 0,9$).

Man erhält schließlich die modellierte Bilanzgleichung für den Massenanteil der Spezies i [1.31, 2.3.2]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{c}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{c}_i \bar{u}_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_{eff}}{Sc_{eff}} \frac{\partial \bar{c}_i}{\partial x_j} \right] + S_{c_i} \quad (4.5.3)$$

S_{c_i} stellt in der oberen Transportgleichung den Quell- bzw. Senkenterm dar. Er berücksichtigt die Bildung und Reduzierung der Spezies i in allen Verbrennungsreaktionen. Die Reaktionsrate \dot{r} wird, wie bereits erwähnt, je nach Anwendungsfall und Umgebungsbedingungen entweder überwiegend von der Temperatur (kinetisch kontrolliert) oder von der Turbulenz (mischungskontrolliert) beeinflusst. Zur Bestimmung von \dot{r} sind daher verschiedene Reaktionsmodelle entwickelt worden [1.31, 2.3.2, 4.3.5, 4.5.1].

4.5.2 Reaktionsmodelle bei kinetisch kontrollierten Reaktionen

Für eine Reaktion n-ter Ordnung lässt sich die rein durch chemischen Umsatz hervorgerufene, zeitliche Konzentrationsänderung der Spezies i in der Reaktion β wie folgt ausdrücken [2.3.2]:

$$\frac{\partial c_{i\beta}}{\partial t} = k_{i\beta} \prod c_i^n = \dot{r}_{i\beta} \quad (4.5.4)$$

Die Reaktionsgeschwindigkeitskonstante k hängt exponentiell von der Temperatur ab, wodurch der Haupteinfluss der Temperatur bei chemischen Reaktionen erkennbar wird. Die Abhängigkeit lässt sich durch einen Arrheniusansatz beschreiben:

$$k = k_0 \cdot e^{(-E / RT)} \quad (4.5.5)$$

mit:

k_0 = Frequenzfaktor

E = Aktivierungsenergie

R = allgemeine Gaskonstante

Für eine Reaktion erster Ordnung ($n = 1$) ergibt sich dann beispielsweise der Quellterm S_{ci} durch folgende Gleichung [2.3.2]:

$$S_{ci} = \rho \sum_{\beta} \dot{r}_{i\beta} \quad (4.5.6)$$

Die gerade abgeleiteten Beziehungen gelten für eine reine kinetische Kontrolle. Zur Berechnung des Quellterms bei teilweise oder vollständig mischungskontrollierten Verhältnissen dienen die im nächsten Kapitel beschriebenen Methoden.

4.5.3 Reaktionsmodelle für turbulent reagierende Strömungen

4.5.3.1 Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion (Probability Density Function „PDF“)

Diese Methode stellt die Einführung von Wahrscheinlichkeitsdichtefunktionen für die von der Turbulenz beeinflussten Größen (Temperatur und Spezieskonzentration) dar. Die mathematische Beschreibung erfolgt mit Hilfe der Statistik. Die Reaktionsrate ergibt sich zu [1.31, 2.3.2]:

$$\dot{r} = \sum_{\beta} \int_0^T \dot{r}_{i\beta}(T, c_i) \cdot P(T) dT \int_0^1 \dot{r}_{i\beta}(T, c_i) \cdot P(c_1) dc_1 \dots \int_0^1 \dot{r}_{i\beta}(T, c_i) \cdot P(c_i) dc_i \quad (4.5.7)$$

$P(\phi)$ stellt dabei die Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion dar. Sie kann z.B. durch eine „Double Delta Function“ wie folgt ausgedrückt werden:

$$P(\phi) = \begin{cases} 0 & \\ 0,5 & \text{für } \phi = \bar{\phi} - \sqrt{\overline{\phi'^2}} \\ 1 & \text{für } \phi = \bar{\phi} + \sqrt{\overline{\phi'^2}} \end{cases} \quad (4.5.8)$$

Bei der „ β -Funktion“ ergibt sich folgende Definition für $P(\phi)$:

$$P(\phi) = \frac{\phi^{\alpha-1} (1-\phi)^{\beta-1}}{\int \phi^{\alpha-1} (1-\phi)^{\beta-1} d\phi} \quad (4.5.9)$$

mit :

$$\alpha = \bar{\phi} \left[\frac{\bar{\phi}(1-\bar{\phi})}{\overline{\phi'^2}} - 1 \right] \quad (4.5.10)$$

$$\beta = (1-\bar{\phi}) \left[\frac{\bar{\phi}(1-\bar{\phi})}{\overline{\phi'^2}} - 1 \right] \quad (4.5.11)$$

Das Lösen der PDF-Transportgleichung (4.5.7) stellt prinzipiell auch einen Ansatz dar. Numerisch ist die Transportgleichung aber nur für vergleichsweise kleine Rechengebiete (im cm-Bereich) lösbar, sodass für ingenieurmäßige Anwendungen vornehmlich die oben beschriebenen Ansätze (4.5.8) und (4.5.9) in Frage kommen.

4.5.3.2 Wirbelzerfallsmodelle

Bei dieser Methode wird der Zerfall von Turbulenzwirbeln betrachtet. Nachfolgend werden einige dieser Reaktionsmodelle ausführlich erläutert.

Eddy-Break-Up-Modell (EBU)

Ein klassisches Wirbelzerfallsmodell, das für Vormischflammen entwickelt wurde, ist das "Eddy-Break-Up-Modell" von Spalding [4.5.2]. Hierbei wird der Umsatz entweder durch eine Mischungskontrolle oder eine kinetische Kontrolle bestimmt. Beide Reaktionsraten werden lokal berechnet, die kleinste Rate ist dann die umsatzbestimmende:

$$\dot{r} = \min \left\{ \begin{array}{ll} A_{EBU} \cdot \rho \cdot \sum_P c_{i,P} \cdot \frac{\varepsilon}{k} & \text{(Mischungskontrolle)} \\ \dot{r}_{kin} & \text{(kinetische Kontrolle)} \end{array} \right. \quad (4.5.12)$$

Eine Mischungskontrolle bei Vormischflammen klingt zunächst wie ein Widerspruch. Hierbei ist die Einmischung von heißen Produktwirbeln ($c_{i,p}$ = Produktspezies) in kalte Reaktandenwirbel gemeint. In den Produktwirbeln liegt nämlich das Energieniveau über der Aktivierungsenergie, bei einem reaktionsfähigen Gemisch ist dies genau umgekehrt. Eine Reaktion setzt also erst dann ein, wenn die Temperatur ausreichend hoch ist [2.3.2].

Der Faktor A_{EBU} muss für jedes Verbrennungssystem empirisch ermittelt werden. Für Kohlenstaubverbrennungen schlagen MAGNUSSEN und HJERTAGER [4.5.3] z.B. den Wert $A_{EBU} = 2$ vor. Experimentelle Untersuchungen bei der „International Flame Research Foundation“ („IFRF“) haben allerdings gezeigt, dass die geringsten Abweichungen, insbesondere für die CO-Konzentrationen, mit $A_{EBU} = 0,6$ erzielt wurden [4.5.4, 3.4.3]. SCHARLER [4.5.5] konnte durch experimentelle und simulationstechnische Untersuchungen an Biomassefeuerungen die IFRF-Konstante $A_{EBU} = 0,6$ bestätigen.

Eddy-Dissipations-Modell (EDM)

Beim "Eddy-Dissipations-Modell" von MAGNUSSEN und HJERTAGER [4.5.6], welches ein modifiziertes Eddy-Break-Up-Modell für Vormisch- und Diffusionsflammen darstellt, wird die Reaktionsrate über mischungskontrollierte Produkt- oder

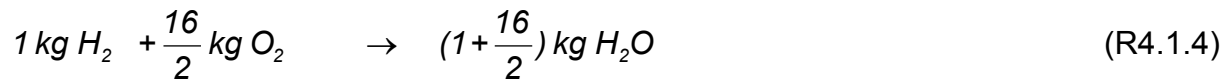
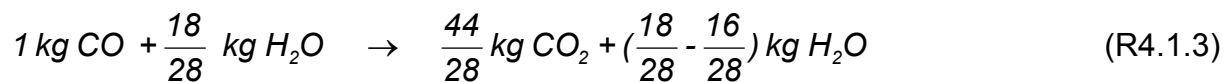
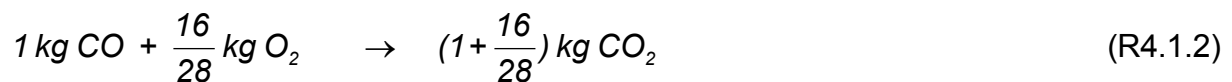
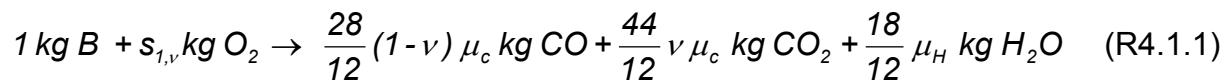
Reaktandenwirbel berechnet. Die kleinste Rate ist hierbei die umsatzbestimmende und wird für weitere Berechnung verwendet:

$$\dot{r} = \min \begin{cases} A_{EDM} \cdot \rho \cdot c_i \cdot \frac{\varepsilon}{k} & (\text{Reaktandenspezies}) \\ A_{EDM} \cdot B \cdot \rho \cdot \sum_P c_{i,P} \cdot \frac{\varepsilon}{k} & (\text{Produktspezies}) \end{cases} \quad (4.5.13)$$

Die Konstanten A_{ED} und B nehmen in den obigen Gleichungen die Werte $A_{EDM} = 4$ bzw. $B = 0,5$ an. Der obere Ausdruck bezieht sich auf eine Mischungskontrolle durch Brennstoff- und Oxidationsmittelwirbel, was man vorwiegend bei Diffusionsflammen findet. Ein mischungskontrollierter Reaktionsablauf über Produktwirbel tritt hauptsächlich bei Vormischflammen auf, wie bereits beim EBU-Modell erläutert wurde.

Reaktionsmodell der IFRF

Das Verbrennungsmodell der IFRF [3.1.5] basiert auf den in Kapitel 3.2 vorgestellten Verbrennungsreaktionen (Reaktionsschema 3.2) [3.1.5]. Bezieht man die Reaktionen auf die Masse des gasförmigen Brennstoffes ($1 \text{ kg B} = \mu_c \text{ kg C} + \mu_h \text{ kg h} + \mu_o \text{ kg O}$) bzw. auf CO oder H_2 ergeben sich die in Reaktionsschema 4.1 aufgeführten Beziehungen.



Reaktionsschema 4.1: Globalreaktionen bei der Gasphasenverbrennung [4.5.4]

Die fehlenden Variablen in Reaktionsgleichung (R4.1.1) ergeben sich aus der massenbezogenen stöchiometrischen Verbrennung [3.1.5]:

$$s_{1,v} = s_1 - \frac{28}{12} (1 - v) s_2 \mu_c \quad (4.5.14)$$

$$s_1 = \frac{32}{12} \mu_c + \frac{16}{2} \mu_h - \mu_o \quad (4.5.15)$$

$$\nu = \frac{12}{16} \frac{\mu_o}{\mu_c} \quad (4.5.16)$$

$$s_2 = \frac{16}{28} \quad (4.5.17)$$

Analog zu den vorangegangenen Modellen werden die Reaktionsraten über die Dissipationsrate ε , die Dichte ρ , den Speziesmassenanteil c_i und die Turbulenzenergie k bestimmt. Außerdem wird ein Proportionalitätsfaktor A_{mix} eingeführt, der folgendermaßen definiert ist [1.31, 4.5.1, 4.5.4]:

$$A_{mix} = A \left(\frac{Re_t}{c_\mu} \right)^{-B} \quad (4.5.17)$$

mit :

Re ... Reynoldszahl

$A = 12,93$ und $B = 0,25$ (nach MAGNUSSEN)

$A = 0,6$ und $B = 0$ (nach IFRF)

Die Reaktionsraten \dot{r}_{c_i} ergeben sich somit zu [1.31, 4.5.1, 4.5.4]:

$$\dot{r}_{c_i} = A_{mix} \frac{\varepsilon}{k} \rho c_i \quad (4.5.18)$$

Im Rahmen dieser Arbeit wurde das IFRF-Reaktionsmodell eingesetzt. Praktisch identisch zum EDM von MAGNUSSEN und HJERTAGER erfolgt die Mischungskontrolle durch Reaktandenwirbel, die empirische Konstante A_{EDM} (vgl. Gleichung 4.5.13) hat im IFRF-Modell allerdings einen anderen Betrag (vgl. Kapitel „EBU-Modell“ und „EDM“).

4.6 Diskretisierung und numerische Lösungsverfahren

An eine numerische Simulation wird eine Reihe von Anforderungen gestellt. Eine grundlegende Bedingung ist, dass das Gleichungssystem mittels numerischer Verfahren überhaupt lösbar ist. Darüber hinaus muss die numerische Lösung konsistent sein. Konsistent bedeutet, dass die Näherungslösung mit zunehmendem Iterationsfortschritt gegen die richtige Lösung konvergiert. Die dazu benötigte hohe Auflösung des Raumes mit diskreten Punkten führt zu extrem hohen Anforderungen an Speicherplatz und Rechenzeit, insbesondere wenn zeitabhängige Vorgänge in drei Raumdimensionen simuliert werden sollen. Die Parallelisierung stellt hierfür eine Möglichkeit dar, größere Probleme rechnen zu können. Dabei wird das Problem zum Beispiel durch Gebietszerlegungsmethoden auf einige Prozessoren verteilt, die dann einzelne Teile der gesamten Lösung gleichzeitig berechnen [4.1.2].

Auf Grund der gestiegenen Rechnerleistungen wurde der Einsatz von numerischen Strömungsberechnungen in den letzten Jahren immer attraktiver und wirtschaftlicher. Im Vergleich zu analytischen Verfahren können numerische Methoden zum Lösen von technischen Problemen wesentlich öfter eingesetzt werden [3.1.1].

Die zur Beschreibung einer homogenen Gasphasenströmung genannten Transportgleichungen in Kapitel 2 können mit analytischen Verfahren nicht integriert werden. Um eine Lösung auf numerischem Weg erhalten zu können, müssen zwei Anforderungen erfüllt werden. Erstens sind Rand- oder Anfangsbedingungen erforderlich (z.B. Einlass, Auslass und Wand) und zweitens müssen die Differentialquotienten durch eine Diskretisierung in Differenzenquotienten überführt werden [4.1.1].

Es gibt eine Vielzahl an Lösungsverfahren. Bei Verbrennungsprozessen wurde die Finite Differenzen Methode (FDM) mit großem Erfolg angewandt und auch im Rahmen dieser Arbeit verwendet [4.4.3].

Bei der FDM, die auch als Finite Volumen Methode bezeichnet wird, teilt man den gesamten Berechnungsraum in kleine Lösungsräume auf. In jeder Gitterzelle gelten dann konstante Werte wie in Bild 4.6.1 zu erkennen ist [4.3.5, 3.4.3].

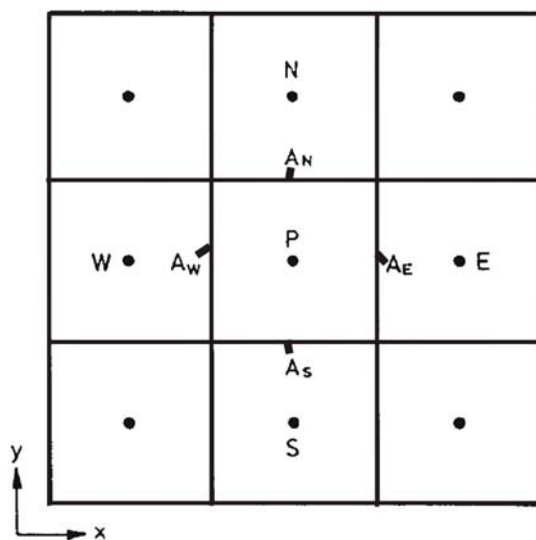


Bild 4.6.1: Numerisches Gitter mit lokalen Größen und Koordinaten [3.4.3]

Das in Bild 2.3.13 abgebildete numerische Gitter ist ein sogenanntes versetztes Gitter. Versetzte Gitter werden ausschließlich aus Stabilitätsgründen verwendet. Merkmal eines solchen Gitters ist die unterschiedliche Ortsdefinition der skalaren und vektoriellen Größen. Die Geschwindigkeitskomponenten werden in den Zellwänden (A_W , A_E , A_S und A_N) berechnet, alle anderen Größen in der Mitte [3.4.3].

Der konvektive Transport durch die Wand W in die Zelle P ergibt sich aus [3.4.3]:

$$A_w (\rho u_j \phi)_w \quad (4.6.1)$$

Analog dazu erhält man für den diffusiven Transport durch die W-Wand [3.4.3]:

$$A_w \Gamma_j \left(\frac{\Delta \phi}{\Delta x} \right) = A_w \Gamma_j \left(\frac{\phi_p - \phi_w}{x_p - x_w} \right) \quad (4.6.2)$$

Die Transportgleichung für die allgemeine Variable ϕ sieht für den zweidimensionalen Fall (4 Wände: West, North, East und South) dann wie folgt aus [3.4.3]:

$$\begin{aligned} & - \left[(\rho u_j \phi)_w - \Gamma_j \frac{\phi_p - \phi_w}{x_p - x_w} \right] A_w + \left[(\rho u_j \phi)_E - \Gamma_j \frac{\phi_p - \phi_E}{x_p - x_E} \right] A_E \\ & + \left[(\rho u_j \phi)_S - \Gamma_j \frac{\phi_p - \phi_S}{x_p - x_S} \right] A_S + \left[(\rho u_j \phi)_N - \Gamma_j \frac{\phi_p - \phi_N}{x_p - x_N} \right] A_N \\ & = S_\phi V_p \rho \end{aligned} \quad (4.6.3)$$

Bei 3D-Berechnungen werden auch alle benachbarten Zellen (Front und Back) berücksichtigt.

In den oberen Gleichungen sind die Indizes P, W, E, S und N im Konvektions- und Diffusionsterm dazu verwendet worden, um die Stelle zu charakterisieren, an der die Variablenwerte bestimmt wurden. Hierbei tritt allerdings ein erneutes Problem auf. Weil sich die skalaren Eigenschaftswerte nur auf das Innere der Zelle beziehen, sind einige Größen noch unbekannt. Der Wert zwischen zwei Zellen muss daher durch Interpolation aus den beiden benachbarten Zellen bestimmt werden. Je nach Approximationsordnung, stehen hierfür mehrere Interpolationsverfahren zur Verfügung. In Bild 2.3.14 sind die wichtigsten Differenzenschemata abgebildet [3.4.3].

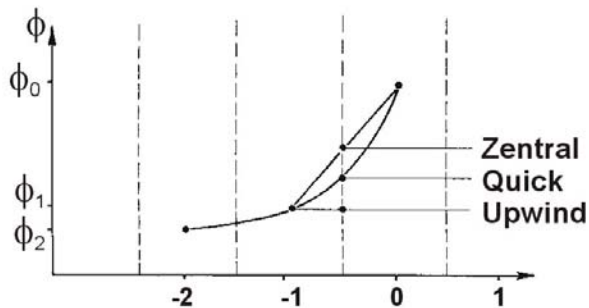


Bild 4.6.2: Auswahl einiger Approximationsschemata [3.4.3]

Das Zentralknoten-Schema ist eine Approximation 1. Ordnung. Es ist ein sehr einfaches Schema, mit dem aber nicht immer stabile numerische Berechnungen

durchzuführen sind. Abhilfe schaffen modifizierte Verfahren 1. Ordnung wie das Upwind-Schema oder Approximationen von höherer Ordnung wie das Quick-Verfahren [4.3.5]. Im Rahmen dieser Arbeit wurde das Upwind-Schema (verbessertes Interpolationsverfahren 1. Ordnung) angewandt.

Bei Iterationen ist darauf zu achten, dass sich eine konvergente Lösung einstellt. Insbesondere bei komplexen Problemen ist eine Konvergenz bei den ersten Iterationsschritten nicht immer gewährleistet. Hierzu werden sogenannte Unter-Relaxations- oder Dämpfungsfaktoren α eingesetzt. Bei der Unter-Relaxationsmethode wird der Wert ϕ_P durch einen alten und einen neuen Wert (ϕ_a und ϕ_n) ausgedrückt [3.4.3]:

$$\phi_p = \alpha \phi_n + (1 - \alpha) \phi_a \quad (4.6.4)$$

mit: $\alpha = 0-1$

Bei den meisten Simulationsprogrammen besteht die Möglichkeit, das Konvergenz-Verhalten bzw. den Lösungsprozess zu verfolgen. Die Abweichung der Näherungslösung von der gesuchten Lösung je Iterationsschritt wird als Residuum R definiert. Somit ist die Größe von R ein Maß für die Approximationsgüte. Die normalisierten Residuen werden bei einer konvergierenden Lösung im Laufe der Berechnungszeit immer kleiner, d.h. die Lösung ändert sich ab einer bestimmten Berechnungsdauer nur noch unwesentlich [4.6.6].

Lösungsprozess

Der gesamte iterative Lösungsvorgang, beispielsweise für eine Verbrennungsrechnung, ist bei dem Software-Programm FLUENT nach folgender Chronologie aufgebaut [4.3.5]:

1. Lösen der Impulsgleichungen
→ neue Geschwindigkeiten
 2. Lösen der Kontinuitätsgleichung mit neuen Geschwindigkeiten und eventuell Druck-Korrektur-Gleichung vom Poisson-Typ
→ neue Geschwindigkeiten und neuer Druck
 3. Lösen der k - ε -Gleichungen mit neuen Geschwindigkeiten
 4. Lösen der Enthalpie- und der Speziesgleichungen
→ neue Skalare und neue Fluideigenschaften
-
1. Lösen der Impulsgleichungen
 2. (u.s.w.)

4.7 Beschreibung von starren, kugelförmigen Partikeln

Die Beschreibung des Fließverhaltens einer Schüttung sowie der Partikeleinzelbewegungen in Schüttgütern sind komplexe Aufgabengebiete der mechanischen Verfahrenstechnik. Seit einigen Jahren werden diese Untersuchungen mittels Computersimulationen durchgeführt. Zu Beginn wurde auf die Gesetze der Kontinuumsmechanik zurückgegriffen. Der Nachteil lag allerdings in der begrenzten Aussagefähigkeit der Ergebnisse, da ein Schüttgut ein disperses System darstellt, das sich weder wie ein Feststoff noch wie eine Flüssigkeit verhält. Ferner können im Zuge kontinuumsmechanischer Betrachtungen beispielsweise Effekte wie eine Entmischung des Schüttgutes nicht dargestellt werden [4.7.1].

Mit dem Programm PFC von Itasca Consultants [4.7.2], welches mit diskreten Körpern arbeitet, ist es aber möglich, individuell die Bewegung jedes einzelnen Körpers zu verfolgen. PFC ist ein Verfahren zur numerischen Modellierung auf der Basis der Methode der Distinkten Elemente. Es sind endliche Verschiebungen und Drehungen von eigenständigen Körpern möglich. Die Kräfte und die Abstände, die daraus resultieren, können berechnet werden. Durch die beliebige Anordnung, Verbindung und Wechselwirkung dieser Grundbausteine lassen sich unterschiedliche physikalische Systeme modellieren. Bei PFC wird vorausgesetzt, dass die Partikel starr sind und das Verhalten der Kontakte auf einem weichen Stoß mit einer endlichen Normalsteifigkeit der Teilchen beruht. Damit lässt sich das mechanische Verhalten durch die Verschiebung jeder einzelnen Kugel und die Größe und Richtung in den Kontaktpunkten beschreiben. Es werden grundsätzlich zwei Fälle unterschieden [4.7.1]:

- alle Kräfte im System stehen im Gleichgewicht: Alle Partikel befinden sich in Ruhe oder in gleichförmiger Bewegung und
- kein Kräftegleichgewicht: Partikel fließen und weisen Beschleunigungen auf.

Die grundlegenden Bewegungsgleichungen lauten [4.7.1]:

$$\vec{F} = m\vec{g} + \sum_{k=1}^n \vec{F}_k = m\vec{a}_s \quad \text{Impulssatz (translatorische Bewegung)} \quad (4.7.1)$$

$$M = J \dot{\omega} = \left(\frac{2}{5} mr^2\right) \dot{\omega} \quad \text{Drallsatz (rotatorische Bewegung)} \quad (4.7.2)$$

Die Integration der Bewegungsgleichungen erfolgt entsprechend der zentralen finiten Differenzformel mit einem Zeitintervall Δt , d.h. die entsprechenden Gleichungen werden im Mittelpunkt des Zeitintervalls gelöst. Die translatorische Beschleunigung und die Winkelbeschleunigung können dann in folgender Form aufgeschrieben werden [4.7.1]:

$$\vec{a}(t) = \frac{1}{\Delta t} (\vec{v}(t + \frac{\Delta t}{2}) - \vec{v}(t - \frac{\Delta t}{2})) \quad (4.7.3)$$

$$\vec{\omega}(t) = \frac{1}{\Delta t} (\vec{\omega}(t + \frac{\Delta t}{2}) - \vec{\omega}(t - \frac{\Delta t}{2})) \quad (4.7.4)$$

Zweiter Grundbaustein von PFC sind die Wände. Mit deren Hilfe können Randbedingungen, Abgrenzungen und Einwirkungen festgelegt werden. Die Wände und die Kugeln beeinflussen sich gegenseitig durch die Kräfte, die in den Kontaktpunkten entstehen. Die Newton'sche Bewegungsgleichung gilt aber nur für die Kugel und nicht für die Wände, d.h. Kräfte, die auf eine Wand wirken, rufen keine Verschiebungen der Wand hervor.

Hinsichtlich der Beschreibung der Wechselwirkung zwischen Partikeln wird zwischen zwei verschiedenen Kontaktarten unterschieden. Einerseits gibt es eine reine Kraftübertragung über Punktkontakte. Zusätzlich steht für Partikel-Partikel-Kontakte eine über eine endliche Kontaktscheibe wirkende Kraft- und Momentenübertragung zur Verfügung. Das Kraft-Verschiebungs-Gesetz kann über einen Punkt-Kontakt beschrieben werden. Es wird dabei angenommen, dass die beteiligten Partikel über Normal- und Schersteifigkeiten miteinander in Wechselwirkung stehen. Außerdem gibt es ein Reibungsmodell, bei dem der Reibungskoeffizient μ vorgegeben wird, sodass die maximal zulässige Kontakt-Scherkraft zwischen den Partikeln selbst sowie der Wand und den Partikeln bei Haftreibung berechnet werden kann.

Lösungsprozess

Die Berechnungsschritte sehen bei PFC wie folgt aus [4.7.1]:

1. Lösen der Impulsgleichungen für jedes Partikel
(resultierende Kraft und resultierendes Moment)
→ Aktualisierung der Partikel- und Wandpositionen + Summe der Kontakte
2. Lösen der Kraft-Verschiebungsgesetze für jedes Partikel
→ neue Kontaktkräfte
1. Lösen der Impulsgleichungen für jedes Partikel
(resultierende Kraft und resultierendes Moment)
→ Aktualisierung der Partikel- und Wandpositionen + Summe der Kontakte
2. (u.s.w.)

5 Modellierung der Rostverbrennung

5.1 Heterogene Verbrennung auf dem Rost

Das eingesetzte mathematische Modell für die kontinuierliche Gasphase oder eine stark verdünnte disperse Phase (gültig im Feuerraum, im Strahlraum, in den Leerzügen und in konvektiven Zügen eines Dampferzeugers) basiert auf der Beschreibung der bei der Verbrennung relevanten Teilprozesse wie Strömung/Mischung, Reaktion und Energieaustausch (Strahlung, Konvektion und Leitung) innerhalb des betrachteten Raums und mit den Umfassungswänden (Feuerraum). Dabei werden diese Prozesse über ein System von partiellen Differentialgleichungen (Transportgleichungen) abgebildet und diese Gleichungen numerisch gelöst. Das Ergebnis einer solchen Berechnung ist die dreidimensionale Verteilung der Zustandsgrößen:

- Geschwindigkeit,
- Turbulenz (Mischung),
- Spezies (wie z.B. C_xH_y , CO , CO_2 , H_2O , O_2 , Partikel) und
- Temperatur (Gasphase und Partikel).

Probleme bereiten diese Ansätze für die heterogene Phase, nämlich das Festbett, da die chemischen und physikalischen Vorgänge, die auf dem Müllrost ablaufen, sehr komplex sind. Die wesentlichen Ursachen sind in der breiten und meist kaum zu definierenden Partikelgrößenverteilung (Stückigkeit) des Mülls und seiner chemischen Zusammensetzung zu suchen. Infolgedessen stellt die Kopplung zwischen Müllbett und Feuerraum, insbesondere der Strahlungsaustausch sowie die Beschreibung der Transport- und Reaktionsvorgänge, ein großes Problem bei der Modellierung dar.

Ein anderer Grund, warum sich in der Vergangenheit erst einige Institute mit der numerischen Berechnung von Müllverbrennungsanlagen befasst haben, ist der, dass die Überprüfung und Validierung der Modelle äußerst schwierig ist. Es gibt weltweit nur einige Forschungslabore, in denen Messungen an Modellanlagen durchgeführt werden, weil vor allem experimentelle Bestimmungen im Bereich oberhalb der Müllbahn nicht einfach zu realisieren sind. In Realanlagen werden zwar in bestimmten Ebenen Netzmessungen durchgeführt, allerdings reichen sie nur bedingt dafür aus, die Modelle bezüglich der Müllbettvorgänge zu justieren. Zum einen liegt die 1. Messebene meistens erst am Ende des Feuerraumes und zum anderen werden die einzelnen Messpunkte als 15-Minuten-Mittelwerte nacheinander aufgenommen.

Neben der CFD-Modellierung, die im weiteren Verlauf dieses und in den nächsten Kapiteln ausführlich vorgestellt wird, gibt es auch andere theoretische und praktische Ansätze, mit denen in der Vergangenheit wichtige Ergebnisse hinsichtlich der Rostverbrennung erzielt werden konnten.

Gegenstand einer Arbeit von BEHRENDT [5.1.1] am Forschungszentrum in Karlsruhe war es, sowohl das stationäre als auch das instationäre Betriebsverhalten der Pilot-Müllverbrennungsanlage TAMARA (Bild 5.1.1) experimentell und theoretisch zu untersuchen.

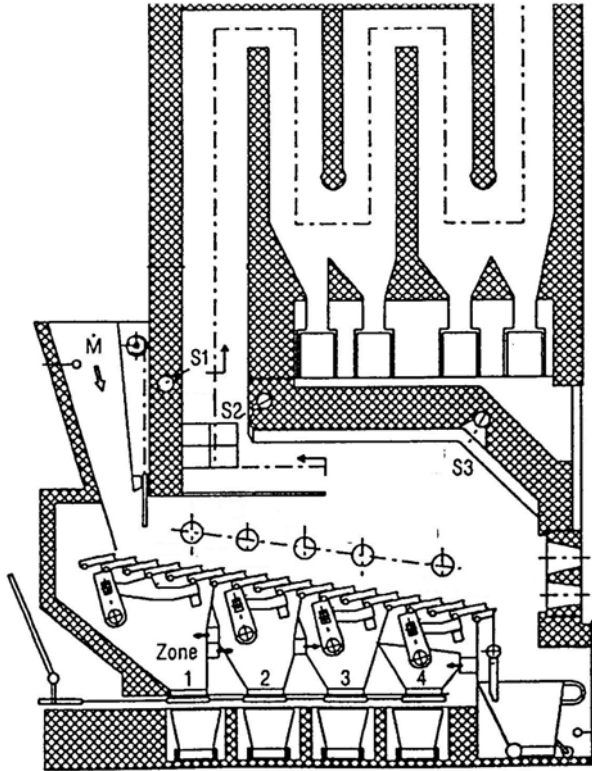


Bild 5.1.1: Pilot-Müllverbrennungsanlage TAMARA [5.1.1]

Es konnte schließlich ein Rechenprogramm zur Verbesserung der Regelung von Hausmüllverbrennungsanlagen entwickelt werden, das auf allgemein gültigen Stoff- und Energiebilanzen basiert.

Exemplarisch für die momentan verbrennende Müllmasse soll ein Vergleich zwischen den Mess- und Modellwerten in Bild 5.1.2 dargestellt werden.

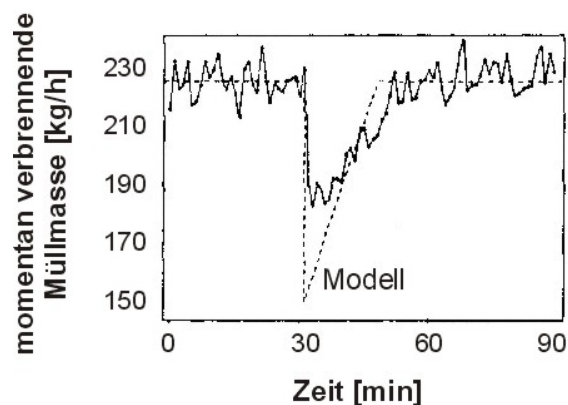


Bild 5.1.2: Vergleich zwischen Simulations- und Berechnungswerten [5.1.1]
(momentan verbrennende Müllmasse)

Die Abbrandmasse errechnet sich nach dem Modell aus dem Kohlenstoffmolenstrom $\dot{n}_{RG,c}$ im Rauchgas, dem Kohlenstoffgehalt im Brennstoff $\mu_{Müll,c}$ und der Molmasse von C:

$$\dot{m}_{Abbrand} = \frac{\dot{n}_{RG,c} \cdot M_c}{\mu_{Müll,c}} \quad (5.1.1)$$

Mit dem Rechenprogramm können außerdem die gegenwärtige Zusammensetzung des Hausmülls, Kenngrößen zur Beurteilung des aktuellen Betriebszustandes (z.B. Luftzahl) und momentane Brennstoffeigenschaften (z.B. Heizwert) berechnet und analysiert werden.

Experimentelle Untersuchungen an der Technikumsanlage TAMARA konnten aufzeigen wie die Primärluft, die momentan verbrennende Müllmasse und die Lage sowie Länge der Hauptverbrennungszone voneinander abhängen. Die wichtigsten Parameter zur Beeinflussung der heterogenen Verbrennung auf dem Rost sind Müllmassenstrom, Rostbewegung (je nach verwendetem Rosttyp) und Primärluftvolumenstrom. Bild 5.1.3 zeigt die Änderung der Hauptverbrennungszone bei einer schlagartigen Erhöhung der Primärluftmenge.

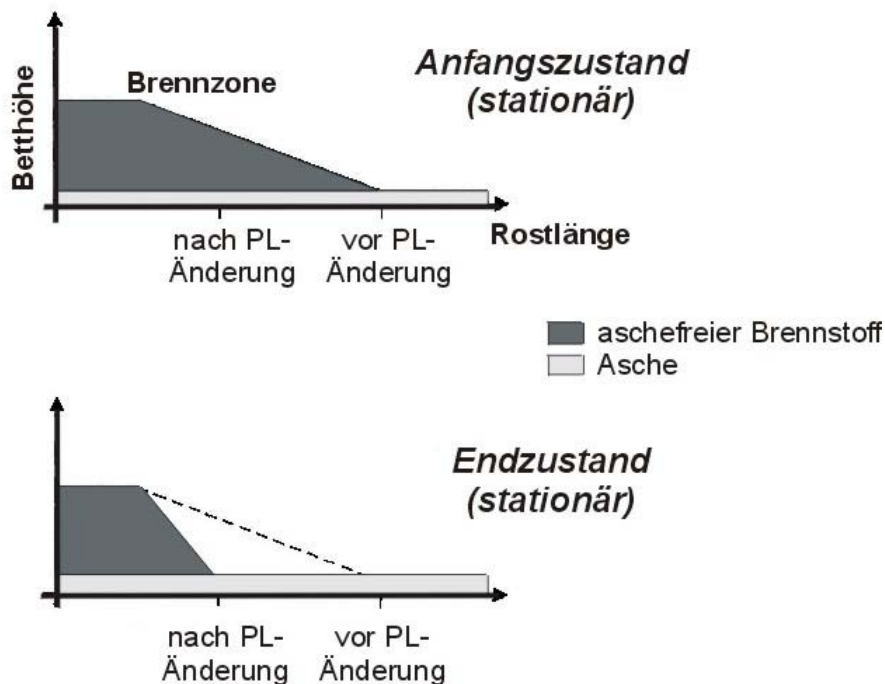


Bild 5.1.3: Auswirkungen einer sprunghaftigen Erhöhung des Unterwindes [5.1.1]

Im Gegensatz zu den ersten beiden Einflussgrößen wirkt sich eine Änderung des Primärluftvolumenstromes sehr schnell auf die Länge der Hauptverbrennungszone aus. Es konnte durch eine sprunghafte Erhöhung der Primärluftmenge nachgewiesen werden, dass sich die Länge der Hauptverbrennungszone verkürzt.

Eine ähnliche Aufgabenstellung hatte die Studie von AHMED [5.1.2]. Mit Hilfe von mathematischen Modellen wurde untersucht, wie sich das Verhältnis von Primär- zur Sekundärluft auf die Festbett- und Gastemperaturen in Abhängigkeit der Rostlänge auswirkt. Grundsätzlich konnte herausgefunden werden, dass die Betttemperaturen mit der Rostlänge ansteigen, wie in Bild 5.1.4 in Abhängigkeit der Luftverteilung zu erkennen ist.

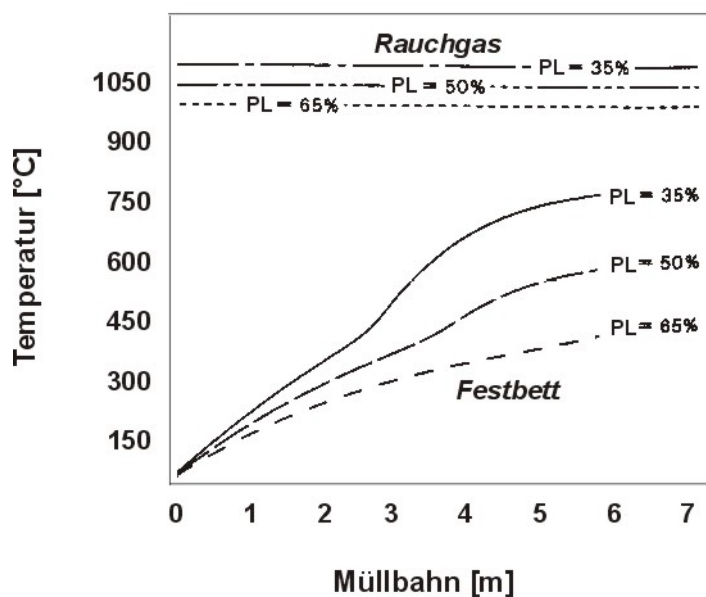


Bild 5.1.4: Bett- und Gastemperaturen als Funktion der Luftverteilung [5.1.2]

In der Hauptverbrennungszone (ab ca. 5 m) liegen die Temperaturen mit 500 - 750°C (je nach Primärluftanteil) deutlich höher als in der Trocknungszone (ca. 100°C). Die Gastemperaturen liegen außerdem rund 400°C höher als die Festbetttemperaturen.

Die mathematische Modellierung der Temperaturverteilung in brennenden Abfallschichten war Thema der Arbeit von JAWORSKI [5.1.3]. Sie beschäftigt sich mit dem Wärmeaustausch, der von der Müllzusammensetzung, der Schüttschichtbewegung und der Porosität der Schüttung abhängig ist. Die Berechnung erfolgt in drei Schritten. Zunächst wird die Abfallschicht diskretisiert (Zellenhöhe: ca. 0,06 m und Zellenbreite: ca. 0,3 m, Bild 5.1.5) und die Wärmebilanz (Gleichung 5.1.2) für die Zellen aufgestellt.

$$\lambda_{j1i} + \lambda_{j2i} + \lambda_{j3i} + \lambda_{j4i} + H_{gid} + H_{id} + I - Q_{la} - H_{gwi} - H_{iw} = 0 \quad (5.1.2)$$

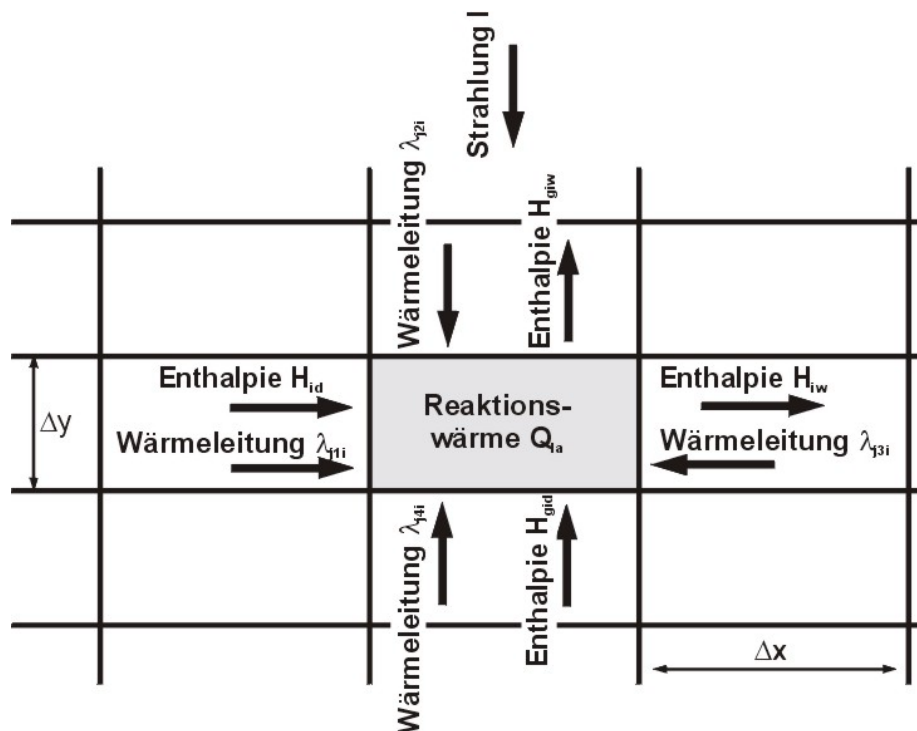


Bild 5.1.5: Wärmebilanz eines Differenzelementes [5.1.3]

Danach wird der Einfluss der chemischen und physikalischen Prozesse in der Enthalpiebilanz berücksichtigt, z.B. Trocknung, Entgasung, Vergasung und Verbrennungsreaktionen. Abschließend fließen aktuelle Schüttschichteigenschaften (Porosität, Strömungswiderstände, Druckverteilung) und Abfallmassenverluste in die Berechnung ein.

Ein anderer Ansatz wurde von BECKMANN [5.1.4] gemacht. Er teilte die Müllschicht auf dem Rost in eine Kaskade von kontinuierlichen Rührkesseln auf, wie in Bild 5.1.6 zu erkennen ist.

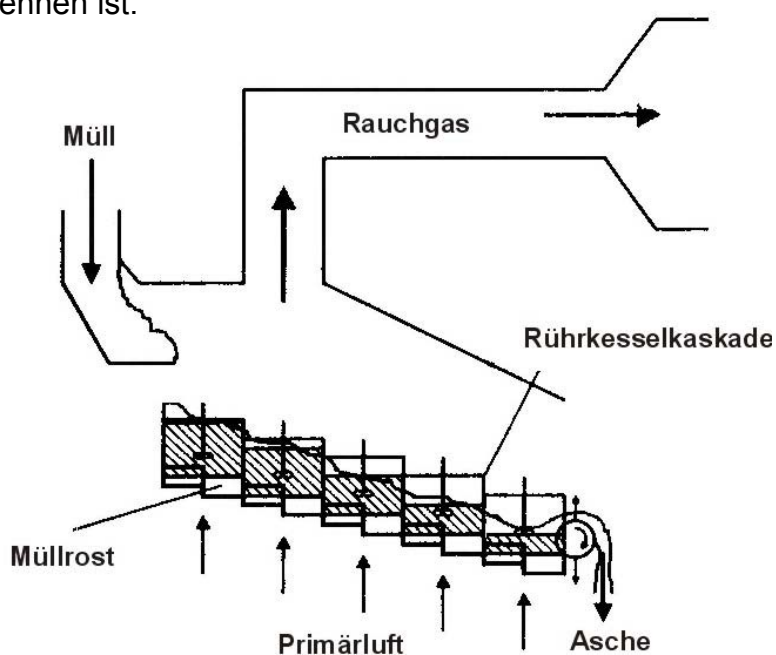


Bild 5.1.6: Müllschicht als Rührkesselkaskade [5.1.4]

Für jede Zone bzw. jeden Rührkessel erfolgt eine Bilanzierung von Enthalpie- sowie Stoffströmen in Abhängigkeit der Zeit:

$$\begin{aligned} & \dot{m}_{in} c_{p,in} (T_{in} - T_0) dt + \dot{m}_c(t) (-\Delta h_{la}) dt + \dot{m}_c(t) c_c (T - T_0) dt + Idt \\ & = \dot{m}_{out} c_{p,out} (T_{out} - T_0) dt + m_{C,REST}(t) dT + m_{Inert} c_{Inert} dT + \dot{Q}_l dt \end{aligned} \quad (5.1.3)$$

Vorteil dieser Modellidee ist also die Berücksichtigung von instationären Zuständen.

Die Verweilzeit auf dem Rost in Kombination mit der Rührkesselanzahl war auch Gegenstand der Arbeit von Wiese [5.1.5]. Bei diesem Forschungsprojekt wurde das Hauptaugenmerk auf eine Untersuchung der Einflussgrößen: „Massenstrom“, „Feststoff“, „Roststabgeschwindigkeit“ und „Rosttyp“ (Vorschub- und Rückschubrost) gerichtet. Es konnte eine mathematische Beziehung gefunden werden, mit der die Abhängigkeit der mittleren Verweilzeit t bzw. der Festbetthöhe H von dem Massenstrom beschrieben werden kann:

$$t = a \cdot \dot{m}^{-b} \quad (5.1.4)$$

$$H = const \cdot \dot{m}^{(1-b)} \quad (5.1.5)$$

Der Exponent b ist materialabhängig und liegt z.B. für Holzkugeln bei $b = 0,6$.

5.2 Aufgabenstellung für die CFD-Modellierung

Die Kopplung zwischen der festen Phase auf dem Rost und der Gasphase im Feuerraum sowie die Beschreibung der Transport- und Reaktionsvorgänge im Müllbett mit Hilfe von mathematischen Modellen ist seit etwa einem Jahrzehnt Gegenstand diverser wissenschaftlicher Arbeiten.

Bei der heterogenen Verbrennung auf dem Rost laufen die folgenden Prozesse ab:

- Erwärmung durch Strahlungswärmeaustausch zwischen Müllbetttoberfläche und Feuerraum und durch Wärmeleitung sowie Konvektion innerhalb der Schüttschicht,
- Trocknung (Freisetzung des "physikalischen Wassers"),
- Pyrolyse (Entgasung von brennbaren Kohlenwasserstoffen) und
- Abbrand des festen Kohlenstoffes.

Im Feuerraum erfolgen dann homogene Gasphasenreaktionen, nämlich die Oxidation der Kohlenwasserstoffe sowie des Kohlenmonoxids, die mit den Gleichungen von Kapitel 4.2 beschrieben werden können.

Prinzipiell würde eine dreidimensionale Modellierung alle chemischen und physikalischen Vorgänge sowie die Wechselwirkung zwischen Müllbett und Gasphase berücksichtigen können. Die sich ständig ändernde Zusammensetzung des Mülls und die Stückigkeit erschweren aber die Beschreibung in hohem Maße, sodass oft zweidimensionale oder sogar nur eindimensionale Modelle zum Einsatz kommen.

5.3 Stand der Modellierung

Wie oben erwähnt, gibt es mehrere Möglichkeiten die Verbrennung auf dem Rost zu modellieren. Der Unterschied liegt in erster Linie in der Approximationsgüte. Die wesentlichen Alternativen sind:

- eindimensionales Modell:
Wärme- und Speziesfreisetzungsverteilung entlang der Müllbahn
- zweidimensionales Modell:
Freisetzungsverteilung auch über die Rostbreite
- zweidimensionales Modell:
Abbrandvorgänge innerhalb der Abfall-Schütttschicht in vertikaler Richtung (Profile)
- dreidimensionales Modell:
gesamte Abbrandvorgänge in alle Richtungen

Häufig wird für die Abbildung der Rostverbrennung ein eindimensionales Modell verwendet. Entlang der Müllbahnoberfläche werden Temperatur- und Speziesverteilungen näherungsweise bestimmt, wobei die Randbedingungen mathematisch oder experimentell gewonnen werden können. Bei einem eindimensionalen Modell werden gemittelte Größen (Heizwert, Menge und Zusammensetzung) für die integrale Bilanzierung der Wärme- und Speziesfreisetzung verwendet.

Forschungszentrum Karlsruhe

Vorteilhaft ist beispielsweise eine Technikums- oder Großanlage, an der die Profile oberhalb der Müllbahn gemessen werden können. Zu nennen ist u.a. die Versuchseinrichtung TAMARA im Karlsruher Forschungszentrum. Neben experimentellen Untersuchungen werden gleichzeitig numerische Simulationen durchgeführt, wobei der Müll vereinfacht als Methan abgebildet und nur in der Entgasungs- und Hauptverbrennungszone zugeführt wird [5.3.1].

Institute of Science and Technology in Korea

Ebenfalls eindimensionale Profile entlang der Müllbahn werden beim "Department of Mechanical Engineering" am "Institute of Science and Technology" in Korea für theoretische Untersuchungen [1.16] verwendet (Basis für die Verteilungen sind die Messergebnisse von der Technikumsanlage des "Royal Institute of Technology" in Stockholm [5.3.2]). 1998 konnte anhand des berechneten Strömungsfeldes festgestellt werden, dass der Verbrennungsprozess durch die Feuerraumgeometrie beeinflusst bzw. optimiert werden kann [1.16]. Bei den Gleichstromfeuerungen ergaben sich nach der Umlenkung vom Feuerraum in den ersten Zug Rezirkulationszonen, welche sich negativ auf den Verbrennungsprozess auswirkten. Durch Änderung der Feuerraumgeometrie konnte die Strömung und infolgedessen auch die Nachverbrennung verbessert werden.

Die zweidimensionale Modellierung war die Folge aus einem sehr inhomogenen Brennstoff hinsichtlich der Zusammensetzung, des Heizwertes und des Durchsatzes.

Universität Sheffield

Die Beschreibung der heterogenen Verbrennung auf dem Rost in vertikaler Richtung wurde in der Arbeitsgruppe von SWITHENBANK [5.3.3] entwickelt. Genauso wie bei einer kompletten dreidimensionalen Abbildung sind auch bereits für eine zweidimensionale Modellierung weitere Informationen, z.B. Mülltransport oder zeitlich veränderte Brennstoffeigenschaften, notwendig. Details bezüglich des Mülltransportes können z.B. experimentell gewonnen werden. Die Durchmischung auf einem Babcock-Rost konnte mit Hilfe von Tracern und einer Digitalkamera (Bilder alle 5 Sekunden) festgehalten werden. Die Ergebnisse sind in Bild 5.3.1 dargestellt.

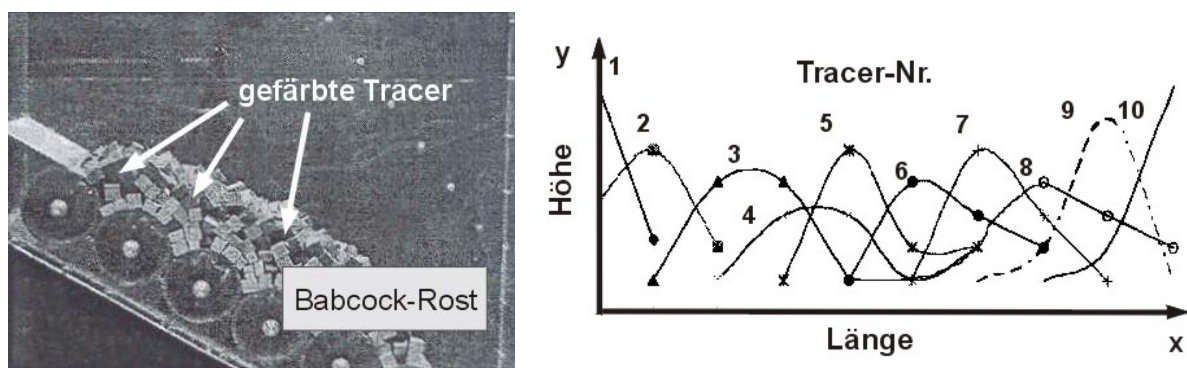


Bild 5.3.1: Tracer-Verteilung von insgesamt 10 Tracern auf einem Babcock-Rost in Abhängigkeit der Zeit [5.3.3]

Der Feststofftransport in vertikaler Richtung wird bei der numerischen Simulation dann nach dem Schema bestimmt, das in Bild 5.3.2 dargestellt ist.

		t = 0 (Anfang)	t = 0	t
		Wand		
y ↓	Zelle 1	Tracer 1	C(0,1), P(0,1)	C(t,1), P(t,1)
	Zelle 2	Tracer 2	C(0,2), P(0,2)	C(t,2), P(t,2)

	Zelle n	Tracer n	C(0,n), P(0,n)	C(t,n), P(t,n)
		Wand		

Bild 5.3.2: Berechnung des Feststofftransportes in vertikaler Richtung [5.3.3]

Das Müllbett wird in mehrere Zellen n unterteilt. Zu Beginn ($t = 0$) ist die Zelle 1 durch den Feststoff-Tracer 1 belegt. $C(t,n)$ bezeichnet den Tracer n , der sich zur Zeit t in der Zelle n befindet. Jeder Zelle wird außerdem eine Zufallszahl P zugeordnet, die zwischen 0 und 1 liegt und während der numerischen Simulation generiert wird. Ist die Zufallszahl für den betrachteten Tracer größer als die Zufallszahl der Nachbarnzelle, so wandert dieser Tracer eine Zelle weiter, d.h. er wandert durch die Müllschicht.

Ein weiterer Vorteil dieses zweidimensionalen Abbrandmodells von Swithenbank [5.3.3] stellt auch die Berechnung der Müllbettzusammensetzung und -höhe in Abhängigkeit des Ortes dar. Es wird berücksichtigt, dass während der Rostverbrennung 90% des physikalischen Volumens (Poren) und 70% der Masse reduziert werden.

Mit Hilfe dieses Abbrandmodells wurden zahlreiche Großanlagen simuliert und optimiert sowie theoretische Studien durchgeführt, die u.a. aufzeigten, dass der Verbrennungsprozess im Müllkessel sehr stark von der Zuführung der Sekundärluft abhängig ist. Es konnte z.B. durch Simulationsrechnungen festgestellt werden, dass die geforderten Emissions-Grenzwerte sowie Verweilzeiten allein durch eine Optimierung der Sekundärluftzuführung eingehalten werden können [5.3.4, 5.3.5].

Vorarbeiten am LUAT im Rahmen einer Diplomarbeit

Für eine Vorstudie wurde 1997 im Rahmen einer Diplomarbeit [5.3.6] damit begonnen, vereinfachte, eindimensionale Modelle für die heterogene Rostverbrennung zu entwickeln. Die ersten Simulationsergebnisse einer realen Großanlage konnten zu diesem Zeitpunkt noch nicht mit Netzmessungen verglichen werden, es ergaben sich aber dennoch realitätsnahe Verteilungen.

Grundgedanke dieser vereinfachten Modelle ist der folgende: Es wird nicht die Verbrennung des heterogenen Mülls im Müllbett direkt beschrieben, sondern mit Hilfe einer integralen Massen- und Energiebilanzierung werden eindimensionale Profile für

die gasförmigen Verbrennungsprodukte, für die Temperatur und für die Geschwindigkeit an der Müllbahnoberfläche bestimmt. Diese Verteilungen stellen dann die Randbedingungen einer Gasphasenberechnung für den Feuerraum dar. Die Berechnung dieser Verteilungen entlang der Müllbahnoberfläche soll nachfolgend erklärt werden.

Der erste Ansatz bezieht sich auf die chemischen Reaktionen im Müllbett. Der im Müll vorhandene Kohlen- und Wasserstoff reagiert mit dem Luft- sowie Müll-Sauerstoff zu den gasförmigen Verbrennungsprodukten Kohlenmonoxid, Kohlendioxid, allgemeine Kohlenwasserstoffe und Wasser wie in Bild 5.3.3 schematisch dargestellt ist.

Bevor eine Bilanzierung durchführbar wurde, musste eine geeignete Verteilungsannahme gewählt werden. Es wurde eine Umsatzverteilung angenommen, bei der 70% des Müll-Kohlenstoffes in CO_2 überführt wird (Bild 5.3.3). Diese Abschätzung begründete sich wie folgt: In der Praxis lag vor fünf Jahren die Aufteilung der Gesamtverbrennungsluft in Primär- und Sekundärluft bei etwa 70:30 (mittlerweile liegt sie bei ca. 60:40). Folglich wurden auch rund 70% des thermischen Inputs auf dem Rost in fühlbare Wärme umgesetzt, die restliche Wärme (latenter Anteil) wurde bei den Nachverbrennungsreaktionen frei.

Für eine Übereinstimmung mit der Elementaranalyse wurde der restliche C-Anteil je zur Hälfte in CO und C_xH_y und der Müll-Wasserstoff zu 4/5 in Wasserdampf und zu 1/5 in Kohlenwasserstoffe überführt. Für die Gesamtbilanz werden außerdem auch die Wassermengen im Müll berücksichtigt.

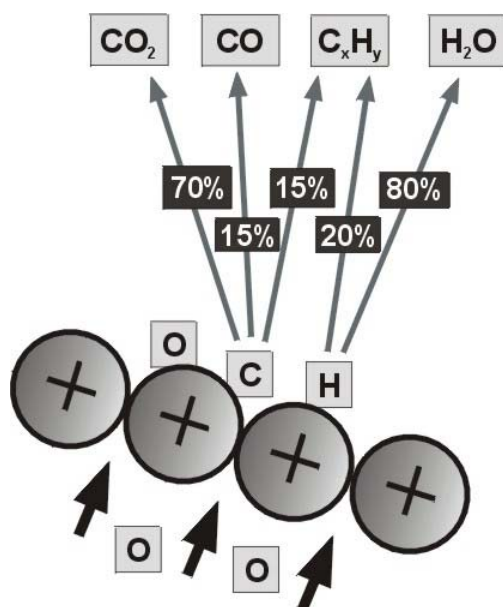


Bild 5.3.3: Schematische Darstellung der heterogenen Rost-Verbrennung [5.3.6]

Weil auf dem Rost verschiedene Verbrennungszonen existieren, kann die gesamte Müllbahn gedanklich in mehrere Einlässe aufgeteilt werden, z.B. nach Anzahl der Walzen. Der erste Ansatz sah so aus, dass jedem dieser Teileinlässe vereinfacht

eine konstante Geschwindigkeit, Spezieskonzentration und Temperatur zugewiesen wurde, sodass eine Art "Treppenprofil" über der Müllbahn entstand. Schon sehr früh stellte sich dieses Treppenprofil aber als sehr ungünstig dar, da insbesondere größere Sprünge im Geschwindigkeitsfeld große Wirbel an der Sprungstelle hätten resultieren lassen. Um dies zu vermeiden, mussten also stetige Funktionen über der Müllbahn erzeugt werden. Diese Verteilungskurven wurden zunächst an die Wärme-freisetzung der spezifischen Anlage gekoppelt. Sieht die Wärmeentbindung auf dem Rost beispielsweise wie in Bild 5.3.4 aus, was bei Gegenstrom- und Mittelstrom-feuerungen häufig der Fall ist, so wird auch für die Rauchgasbestandteile CO_2 , CO und C_xH_y dieses Profil über der Müllbahn gewählt wie Bild 5.3.5 zeigt.

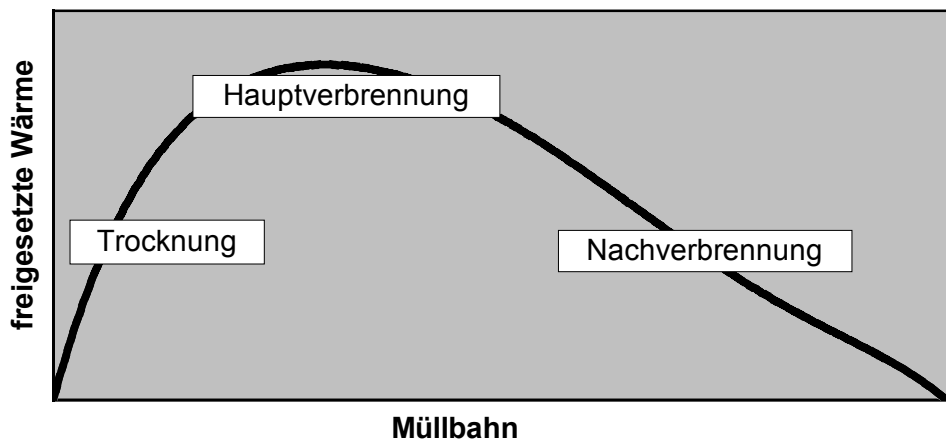


Bild 5.3.4: Typische Wärmefreisetzung auf dem Verbrennungsrost

Das Integral dieser Wärmefreisetzungs-funktion über der Müllbahn muss dem thermischen Input \dot{Q}_{in} entsprechen, d.h. bei einer Normierung ist die Fläche unter der Kurve gleich 1 bzw. 100%.

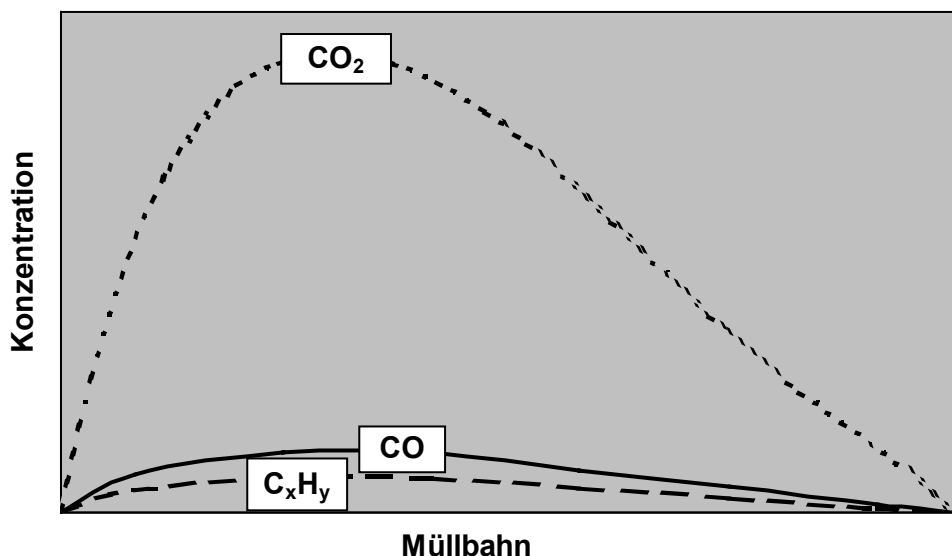


Bild 5.3.5: Speziesprofile über der Müllbahn (CO_2 , CO und C_xH_y)

Die Kohlendioxidkonzentration ist über der Müllbahn im Allgemeinen deutlich größer als die Konzentration von CO und C_xH_y . Eine Annäherung ergibt sich aber z.B. für den Fall, dass eine Anlage mit weit unter 70% Primärluftanteil betrieben wird. Das Sauerstoffangebot nimmt im Müllbett ab, es entstehen mehr unterstöchiometrische Bereiche, was zu einer unvollständigen Verbrennung und damit zu hohen CO-Werten führt. Die Profile der Spezies H_2O und O_2 (Bild 5.3.6) haben einen anderen Verlauf über dem Rost.

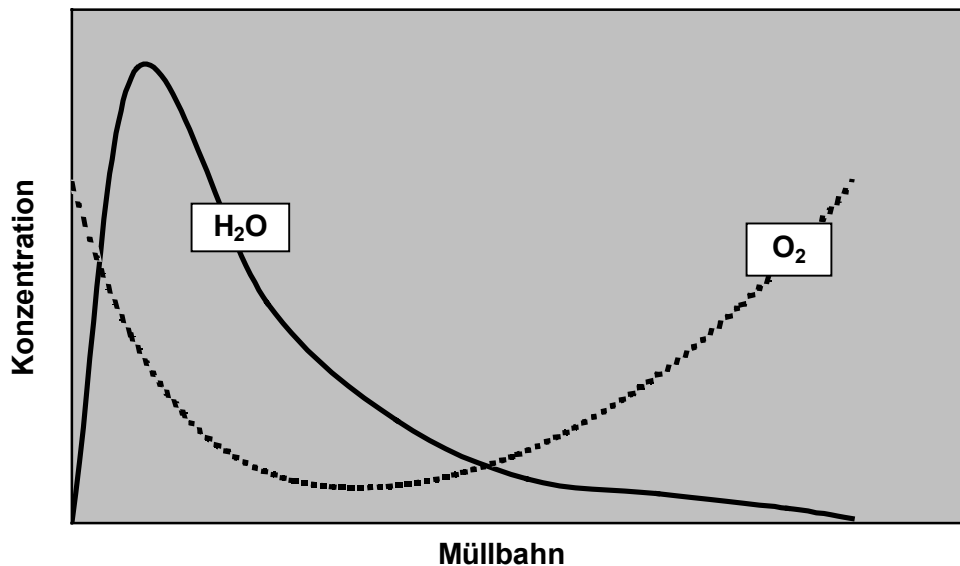


Bild 5.3.6: Speziesprofile über der Müllbahn (H_2O und O_2)

Die Funktion für H_2O hat ihren Scheitelpunkt deutlich vor der Hauptverbrennungszone, da bereits in der Trocknungszone das gesamte „physikalische“ Wasser des Mülls freigesetzt wird. Im skizzierten Profil ist aber ebenso das „chemische“ Wasser berücksichtigt, welches bei einer Reaktion entsteht. Beim „physikalischen“ Wasser wird angenommen, dass etwa 3/6 über der ersten Walze bzw. Zone in die Gasphase freigesetzt werden, 2/6 über der zweiten Walze und der Rest über der dritten Walze. Das „chemische“ Wasser ist wieder an das Wärmefreisetzungsprofil gekoppelt.

Einen entgegengesetzten Verlauf zur Wärmeentbindung hat das Sauerstoffprofil. In der Hauptverbrennungszone sinkt die Konzentration fast auf Null ab, am Rostanfang und -ende liegt der Massenanteil bei rund 23%, d.h. beim O_2 -Luftanteil.

Temperatur- und Geschwindigkeitsverteilungen über dem Rost sehen vom Verlauf her grundsätzlich genauso aus wie das Wärmefreisetzungsprofil.

Konkrete Temperatur- und Geschwindigkeitswerte sowie quantitative Konzentrationsverläufe, die mit den im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Gleichungen, Annahmen

und Modellen bestimmt werden können, werden nachfolgend anhand von ausgewählten Anwendungsfällen näher beschrieben.

Die wichtigsten Gleichungen von [5.3.6] werden kurz zusammengefasst und erläutert.

Für die Temperaturverteilung wurde zunächst eine theoretische Temperatur berechnet:

$$T_{th} = \frac{\dot{H}_{f\ddot{u}}}{c_p \cdot \dot{m}} \quad (5.3.1)$$

$\dot{H}_{f\ddot{u}}$ bezeichnet die fühlbare Enthalpie, welche sich aus dem Quotienten des thermischen Inputs \dot{Q}_{in} und latenter Enthalpie \dot{H}_{la} ergibt.

$$\dot{H}_{f\ddot{u}} = \dot{Q}_{in} - \dot{H}_{la} \quad (5.3.2)$$

Der thermische Input \dot{Q}_{in} ist das Produkt aus Müllheizwert $H_{u,Müll}$ und Müllmassenstrom $\dot{m}_{Müll}$:

$$\dot{Q}_{in} = H_{u,Müll} \cdot \dot{m}_{Müll} \quad (5.3.3)$$

Bei der Oxidation der Spezies CO und C_xH_y wird im Feuerraum bzw. in der Nachbrennkammer latente Wärme freigesetzt. Da die allgemeinen Kohlenwasserstoffe eine Vielzahl an Spezies beinhalten, wurden in erster Näherung die Stoffeigenschaften von Methan (CH_4) berücksichtigt.

$\dot{H}_{f\ddot{u}}$ ergibt sich mit den Massenanteilen von CO und CH_4 demnach zu:

$$\dot{H}_{f\ddot{u}} = \dot{m}_{Müll} H_{u,Müll} - [\dot{m} (H_{u,CO} \mu_{CO} + H_{u,CH_4} \mu_{CH_4})] \quad (5.3.4)$$

Für die Bestimmung der theoretischen Temperatur fehlt nun noch die Wärmekapazität c_p . Diese Größe stellt allerdings ein Problem dar, da sie in erster Linie von der Temperatur abhängig ist und daher iterativ bestimmt werden muss. Je nach Gaszusammensetzung und Temperatur ergeben sich lokal verschiedene Wärmekapazitäten über dem Rost. Für die sehr hohe theoretische Temperatur wird selbst iterativ eine nur ungenaue Wärmekapazität bestimmt. Die Werte für c_p liegen zwischen ungefähr 1 und 2 kJ/(kg·K). Als erste Annahme wurde in [5.3.6] eine über dem gesamten Rost mittlere Wärmekapazität von 1,8 kJ/(kg·K) angenommen.

5.4 Weiterentwicklung der mathematischen Modelle

In den letzten Jahren sind die Modelle, die in [5.3.6] entwickelt wurden, verfeinert worden. Vor allem wurde die Bestimmung der Wärmekapazität c_p modifiziert. Der aktuelle Stand ist, dass für jeden Teileinlass die entsprechende Wärmekapazität in Abhängigkeit der Gaszusammensetzung und -temperatur berechnet wird und in die Gesamtbilanzierung einfließt. Die Temperatur wird daher nicht mehr auf theoretischem Wege global bestimmt, sondern direkt an diskreten Stellen der Müllbahn.

Die Verteilungsannahme, dass der Müll-Kohlenstoff zu 70% in CO_2 überführt wird, kann für diejenigen Simulationsfälle beibehalten werden, bei denen das Verhältnis von Primär- zur Sekundärluft 70:30 beträgt. Da die neueren Anlagen wie bereits erwähnt oft mit ca. 60:40 ausgelegt werden, müssen die Verteilungsannahmen für diese Betriebsfälle angeglichen werden. Hierbei reduziert sich dann der CO_2 -Anteil auf etwa 50-60%, die Anteile an CO und C_xH_y erhöhen sich entsprechend. Ist der Müll beispielsweise vorbehandelt, so können sich die Anteile aber auch durchaus in die andere Richtung hin verschieben (CO_2 -Anteil deutlich größer als 70%). Es muss also stets für den Einzelfall eine realitätsnahe Annahme getroffen werden. Die Anteile der anderen Verbrennungsprodukte werden nicht mehr abgeschätzt, sondern können aus einer Massenbilanz rechnerisch bestimmt werden.

Exemplarisch für eine reale deutsche Müllverbrennungsanlage wird die gesamte Bilanzierung, d.h. das Erstellen aller Müllbahnprofile, nachfolgend detailliert beschrieben. Die Stoffströme, die bei der Gesamtbilanzierung berücksichtigt werden, sind schematisch in Bild 5.4.1 dargestellt.

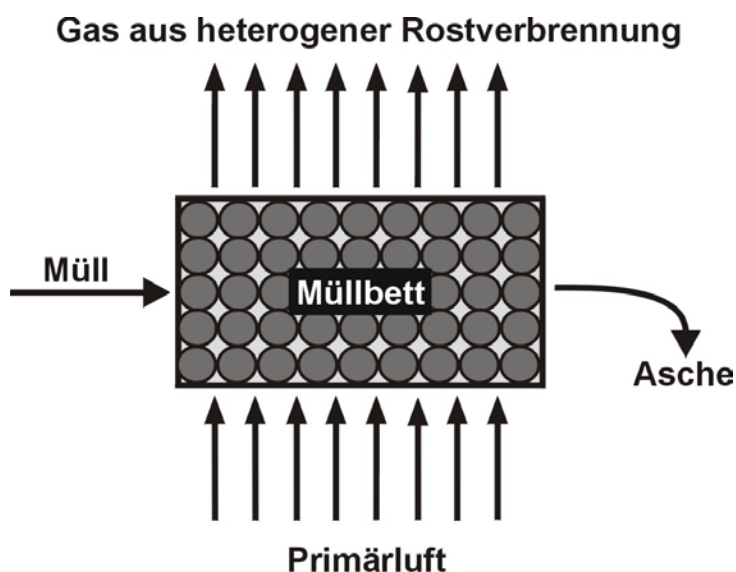


Bild 5.4.1: Modellierte Stoffströme im Bereich des Müllbetts

Beispielrechnung anhand einer realen deutschen Müllverbrennungsanlage:

Betriebsdaten:

Müll:

Menge:	7,3 t/h
Heizwert:	11,5 MJ/kg
Zusammensetzung:	0,30 kg/kg C
	0,04 kg/kg H
	0,21 kg/kg O
	0,16 kg/kg Wasser
	0,29 kg/kg Asche

Primärluft:

Menge:	25.000 m ³ /h
Temperatur:	20 °C

Aus diesen Betriebsdaten werden zunächst die Massenströme der einzelnen Komponenten bestimmt:

$$\dot{m}_i = \mu_i \cdot \dot{m}_{\text{Müll/Luft}} \quad (5.4.1)$$

Müll:

Massenströme:	0,608 kg/s C
	0,081 kg/s H
	0,426 kg/s O
	0,324 kg/s Wasser
	0,588 kg/s Asche

Luft:

Massenströme:	1,575 kg/s O
	5,243 kg/s N

Gesamt:

Massenströme:	0,608 kg/s C
	0,081 kg/s H
	2,001 kg/s O
	0,324 kg/s Wasser ("physikalisch")
	5,243 kg/s N

	Σ 8,257 kg/s Gas

Mit der beschriebenen Verteilungsannahme und einer Verbrennungsrechnung lassen sich nun die Massenströme der Verbrennungsprodukte bestimmen:

C → CO, CO ₂ & CH ₄ :	15,0 % CH ₄ (= $\underline{1 \cdot C} + 0,333 \cdot H$)	0,091 kg/s
	15,0 % CO (= $\underline{1 \cdot C} + 1,333 \cdot O$)	0,091 kg/s
	70,0 % CO ₂ (= $\underline{1 \cdot C} + 2,666 \cdot O$)	0,426 kg/s
H → CH ₄ & H ₂ O:	37,5 % CH ₄ (= $1 \cdot C + \underline{0,333 \cdot H}$)	0,030 kg/s
	62,5 % H ₂ O (= $\underline{1 \cdot H} + 8 \cdot O$)	0,051 kg/s
O → CO, CO ₂ & H ₂ O:	8,9 % H ₂ O (= $1 \cdot H + \underline{8 \cdot O}$)	0,406 kg/s
	2,7 % CO (= $1 \cdot C + \underline{1,333 \cdot O}$)	0,122 kg/s
	24,8 % CO ₂ (= $1 \cdot C + \underline{2,666 \cdot O}$)	1,135 kg/s

Die Sauerstoffanteile werden vom gesamten Sauerstoffangebot subtrahiert, die anderen Anteile werden addiert, sodass die Zusammensetzung für das Gas, das von der Mülloberfläche in den Feuerraum gelangt (\dot{m}_{Gas}), wie folgt aussieht:

Gas:

Massenströme:	0,122 kg/s CH ₄
	0,213 kg/s CO
	1,561 kg/s CO ₂
	0,338 kg/s O ₂
	0,781 kg/s H ₂ O
	5,243 kg/s N ₂
	=====
	Σ 8,257 kg/s Gas
Massenanteile:	0,014 kg/kg CH ₄
	0,026 kg/kg CO
	0,189 kg/kg CO ₂
	0,041 kg/kg O ₂
	0,095 kg/kg H ₂ O
	0,635 kg/kg N ₂
	=====
	Σ 1,000 kg/kg Gas

Mathematisch kann \dot{m}_{Gas} auch unter zur Hilfenahme des Aschenmassenanteiles „a“ wie folgt berechnet werden:

$$\dot{m}_{Gas} = \dot{m}_{Müll} + \dot{m}_{Primärluft} - \dot{m}_{Asche} = \dot{m}_{Müll} + \dot{m}_{Primärluft} - a \cdot \dot{m}_{Müll} \quad (5.4.2)$$

Die 9,5 Massen-% H₂O unterteilen sich wieder in „physikalisches“ (0,0395 kg/kg) und „chemisches“ Wasser (0,0555 kg/kg).

Die Massenanteile müssen nun durch eine integrale Bilanzierung an das Wärme-freisetzungsprofil gekoppelt werden. Die Wärmeentbindung über dem Rost kann in den meisten Fällen durch Betriebserfahrungen sowie -daten näherungsweise sehr gut bestimmt werden. Sind Rostlänge, gesamter thermischer Input sowie die einzelnen Zonen (in der Regel die Anzahl an Walzen) bekannt, können an diskreten Stellen der Müllbahn (in der Walzenmitte sowie am Rostende und -anfang) Wärme-ströme approximiert werden.

Für diese konkrete Anlage standen folgende Informationen zur Verfügung:

Rostlänge:	9,7 m
Walzenanzahl:	6 Walzen (d.h. 6 Zonen mit ~1,6 m Länge)
Thermischer Input:	23,3 MW

Die an insgesamt acht Müllbahnorten angenommenen Wärmeströme wurden so variiert, bis schließlich die Fläche zwischen Kurve und x-Achse dem thermischen Input von 23,3 MW entsprach (z.B. mit [5.4.1] zu berechnen). Die Wertepaare sind in Tabelle 5.4.1 zusammengefasst, der qualitative Verlauf der Wärmeentbindung ist in Bild 5.4.2 dargestellt.

Müllbahn [m]	0,0	0,8	2,4	4,0	5,7	7,3	8,9	9,7
q [kJ/(s·m)]	0	2400	5500	5100	1900	500	50	0

Tabelle 5.4.1: Angenommene Wärmefreisetzung an diskreten Müllbahnstellen

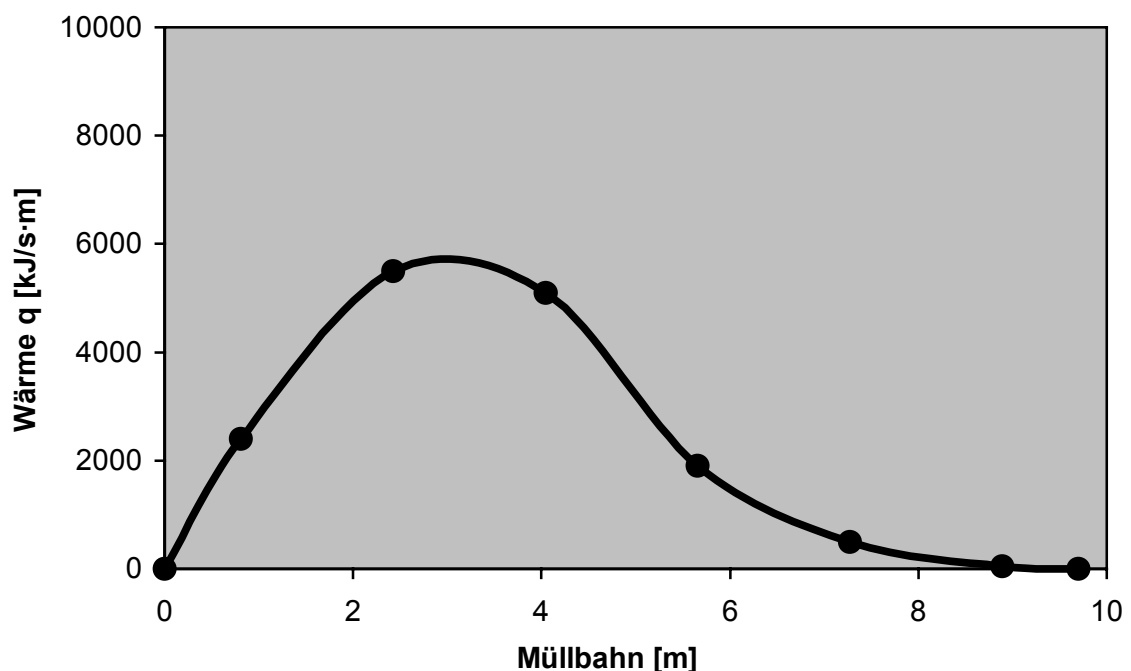


Bild 5.4.2: Wärmefreisetzung auf der Müllbahn für einen konkreten Anwendungsfall

Die Temperaturverteilung kann dann folgendermaßen aus dem Wärmefreisetzungsprofil bestimmt werden:

Global gesehen ergibt sich nach Gleichung (5.3.4) eine latente Enthalpie von:

$$\dot{H}_{f\ddot{u}} = \frac{7300}{3600} \cdot 11500 - [8,3 (11500 \cdot 0,026 + 50070 \cdot 0,014)] = 15000 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right]$$

Das sind etwa 65 % des gesamten thermischen Inputs.

Für die 6 Zonen über der Müllbahn lassen sich nun in erster Näherung die einzelnen fühlbaren Enthalpien dadurch bestimmen, dass die angenommenen Wärmemengen in Tabelle 5.4.1 mit 2 Faktoren multipliziert werden. Der erste Faktor berücksichtigt den globalen fühlbaren Anteil am gesamten thermischen Input und hat dementsprechend für dieses Beispiel einen Wert von 0,65. Geht man in erster Näherung von einer konstanten Wärmefreisetzung über einer Zone aus, so ist der 2. Faktor mit der Länge der Zone identisch. Die konkreten Werte der fühlbaren Wärme sind in Tabelle 5.4.2 aufgelistet.

Zone / Walze	1	2	3	4	5	6
$\dot{H}_{f\ddot{u}}$ [kJ/s]	2509	5750	5332	1986	523	52

Tabelle 5.4.2: Fühlbare Wärmemengen über den einzelnen Zonen

Um die Temperatur an den diskreten Stellen berechnen zu können, ist noch die Wärmekapazität c_p zu bestimmen. Da c_p von der Temperatur und der Spezieszusammensetzung abhängt, wird die gesamte Bilanzierung iterativ durchgeführt. Die Wärmekapazitäten der einzelnen Spezies werden abhängig von der lokalen Temperatur durch folgendes Polynom bestimmt:

$$c_p = aT^0 + bT^1 + cT^2 + dT^3 + eT^4 \quad (5.4.3)$$

Die Faktoren a bis e sind in Tabelle 5.4.3 aufgelistet [4.5.4].

	CO ₂	CO	C _x H _y	H ₂ O	O ₂	N ₂
a	8,28E-01	1,05E+03	2,01E+03	1,85E+00	9,02E-01	1,04E+00
b	9,81E-04	-7,84E-02	-3,41E-01	2,88E-04	3,61E-04	2,78E-05
c	-7,90E-07	1,80E-04	2,36E-03	7,14E-07	-1,64E-07	3,93E-07
d	3,28E-10	-7,53E-08	-1,18E-06	-4,88E-10	2,16E-11	-3,14E-10
e	-5,46E-14	1,01E-11	1,70E-10	9,44E-14	3,54E-15	7,20E-14

Tabelle 5.4.3: Faktoren zur Bestimmung von c_p [4.5.4]

Abschnittsweise lassen sich bei diesem Anwendungsfall folgende Wärmekapazitäten (Tabelle 5.4.4) berechnen.

Müllbahn [m]	0,0	0,8	2,4	4,0	5,7	7,3	8,9	9,7
c_p [kJ/(kg·K)]	1,01	1,57	1,49	1,43	1,36	1,2	1,08	1,01

Tabelle 5.4.4: Lokale Wärmekapazitäten über dem Rost

Damit die lokalen Temperaturen an den konkreten Stützstellen mittels Gleichung (5.3.1) errechnet werden können, muss die Primärluft- bzw. Pyrolysegasmenge noch auf verschiedene Zonen aufgeteilt werden. Die Betriebsdaten für diese Müllverbrennungsanlage hinsichtlich der Primärluftaufteilung sind in Bild 5.4.3 dargestellt.

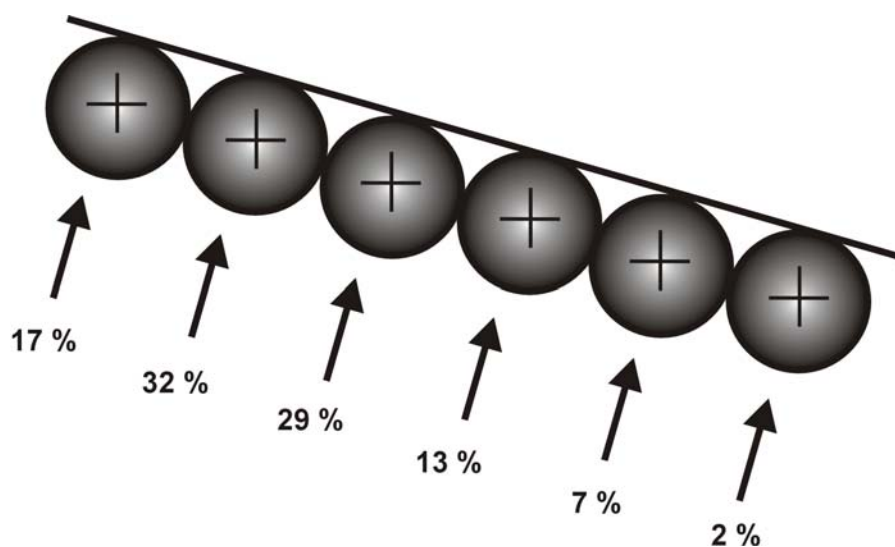


Bild 5.4.3: Primärluftaufteilung für die reale Beispielanlage

Daraus ergibt sich schließlich eine Wertetabelle für die Temperaturen an lokalen Müllbahnnorten (Tabelle 5.4.5) und das entsprechende Temperaturprofil (Bild 5.4.4).

Müllbahn [m]	0,0	0,8	2,4	4,0	5,7	7,3	8,9	9,7
T [°C]	20	1150	1500	1560	1360	760	300	20

Tabelle 5.4.5: Temperaturen acht diskreten Stellen der Müllbahn

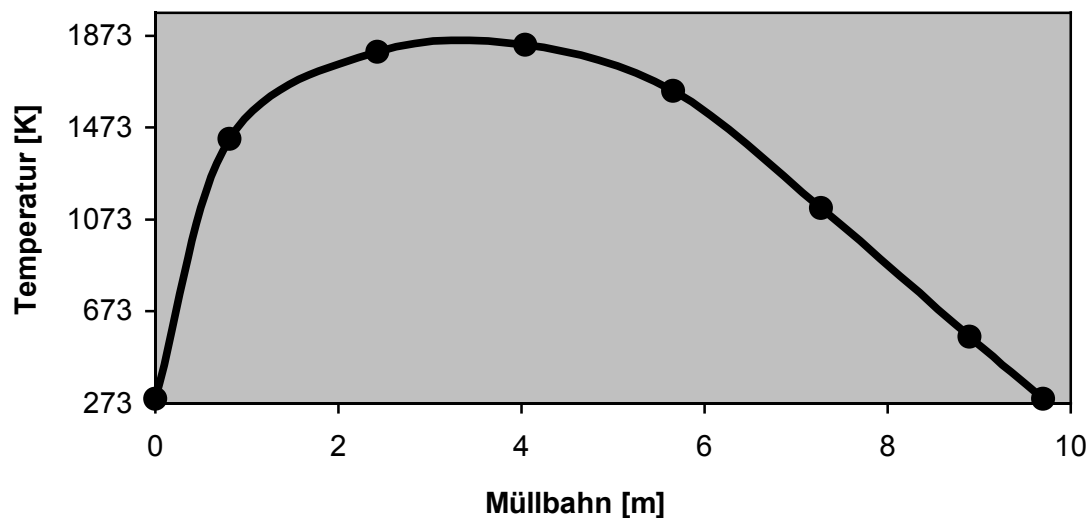


Bild 5.4.4: Temperaturverteilung über dem Müllrost

Das Profil für die Geschwindigkeit kann nun auch bestimmt werden. Aus Massenstrom, Temperatur und Querschnitt (bei einer Rostbreite von 3 m ist der Querschnitt für alle Zonen $A = 4,8 \text{ m}$) ergibt sich folgende Verteilung über der Müllbahn (Bild 5.4.5).

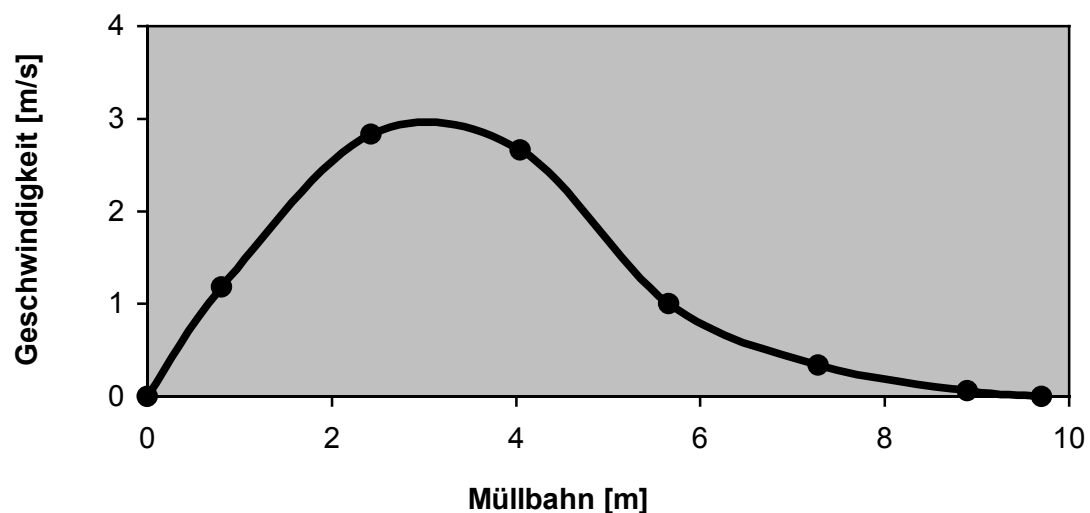


Bild 5.4.5: Geschwindigkeitsverteilung über dem Müllrost

Für alle Spezies muss auch wieder gelten, dass die Fläche unter der Verteilungsfunktion dem globalen Massenanteil bzw. -strom entspricht. Analog zur Wärmefreisetzung kann durch eine integrale Bilanz eine Wertetabelle mit entsprechenden Konzentrationen (Tabelle 5.4.6) erstellt und visualisiert (Bilder 5.4.6 und 5.4.7) werden.

Müllbahn [m]	CO ₂ [kg/kg]	CO [kg/kg]	CH ₄ [kg/kg]	H ₂ O [kg/kg]	O ₂ [kg/kg]	N ₂ [kg/kg]	Gesamt [kg/kg]
0,0	0,000	0,000	0,000	0,000	0,230	0,770	1,000
0,8	0,100	0,014	0,008	0,260	0,090	0,529	1,000
2,4	0,250	0,034	0,019	0,100	0,010	0,586	1,000
4,0	0,240	0,033	0,019	0,050	0,020	0,639	1,000
5,7	0,120	0,016	0,009	0,030	0,035	0,789	1,000
7,3	0,050	0,007	0,004	0,020	0,130	0,789	1,000
8,9	0,010	0,001	0,001	0,010	0,205	0,773	1,000
9,7	0,000	0,000	0,000	0,000	0,232	0,769	1,000

Tabelle 5.4.6: Speziesmassenanteile an konkreten Orten über der Müllbahn

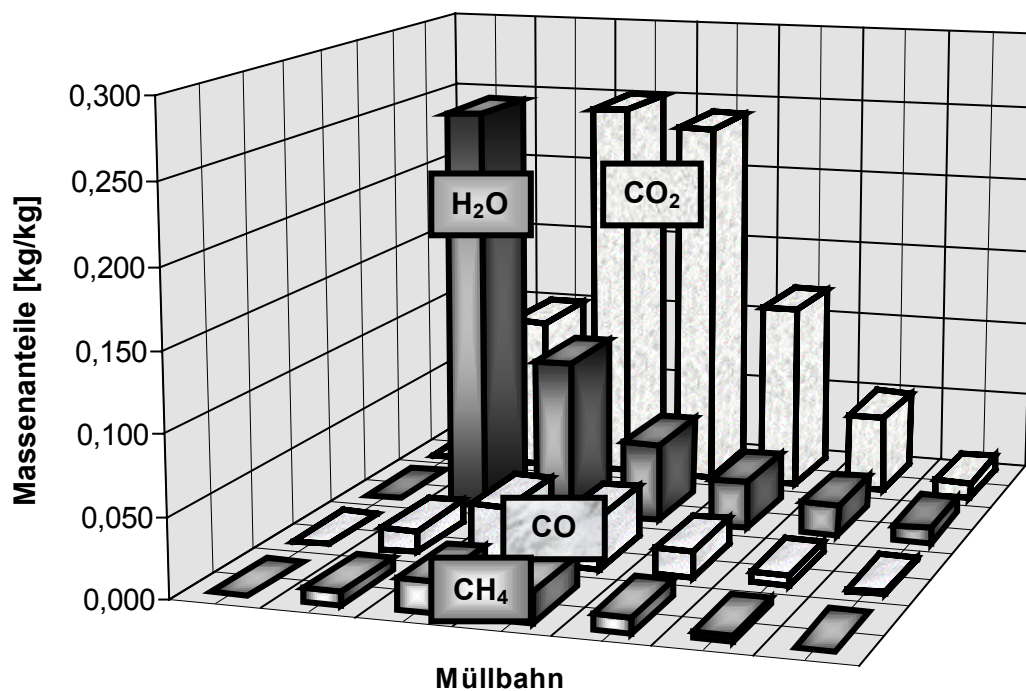


Bild 5.4.6: Speziesprofile über der Müllbahn

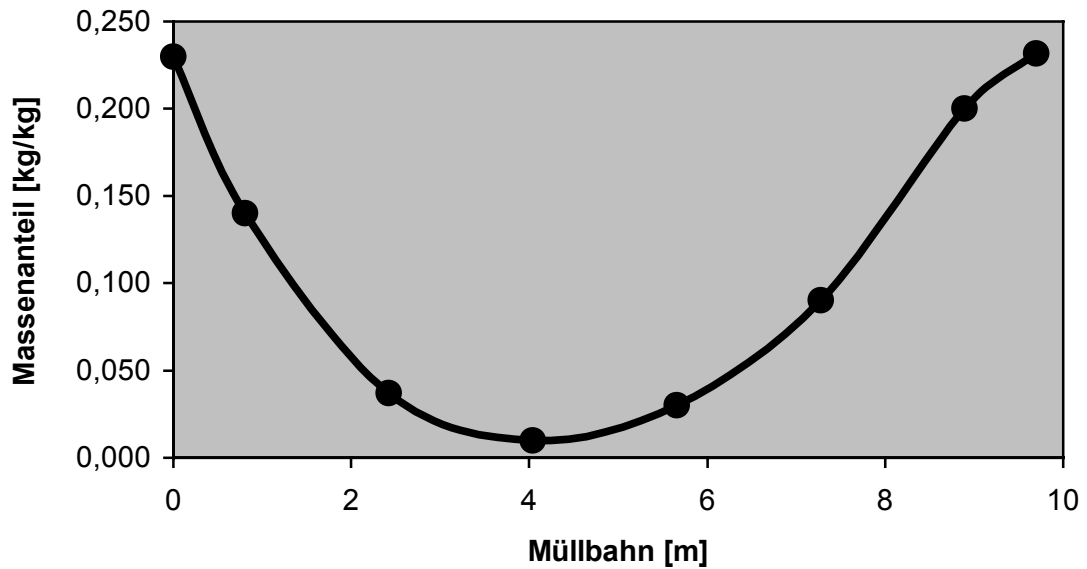


Bild 5.4.7: Sauerstoffprofil über der Müllbahn

Neben dem Einsatz der IFRF-Reaktionsparameter beim Faktor A_{Mix} in Gleichung (4.5.17) und der Option, dass CO nur mit Sauerstoff reagiert, wird die Variable v aus Gleichung (4.5.16) analog zu den IFRF-Verbrennungsmodellen mit Hilfe der CH_4 - und O_2 -Anteile aus den Hauptverbrennungszonen zu etwa 0,9 bestimmt.

6 Anlagen-, Betriebs- und Simulationsdaten

6.1 Modellanlage für eine Vorstudie

Im Hinblick auf gleichmäßige Spezies-, Temperatur- und Geschwindigkeitsfelder sollte in einer Vorstudie die Anordnung der Einzeldüsen untersucht werden.

Wie in Kapitel 2 vorgestellt, werden im Augenblick je nach Feuerraumgeometrie und Hersteller verschiedene Konzepte für die Sekundärlufteindüsung eingesetzt. Neben dem Einsatz von verfahrens- und anlagentechnischen Varianten zur Strömungsvergleichmäßigung im Bereich des Übergangs vom Feuerraum in den 1. Zug, sind die Anzahl an Düsen und Reihen sowie die Anordnung und Anstellung der einzelnen Düsen wichtige Unterscheidungsmerkmale, wie in Bild 6.1.1 zusammenfassend dargestellt ist [1.8, 2.3.4].

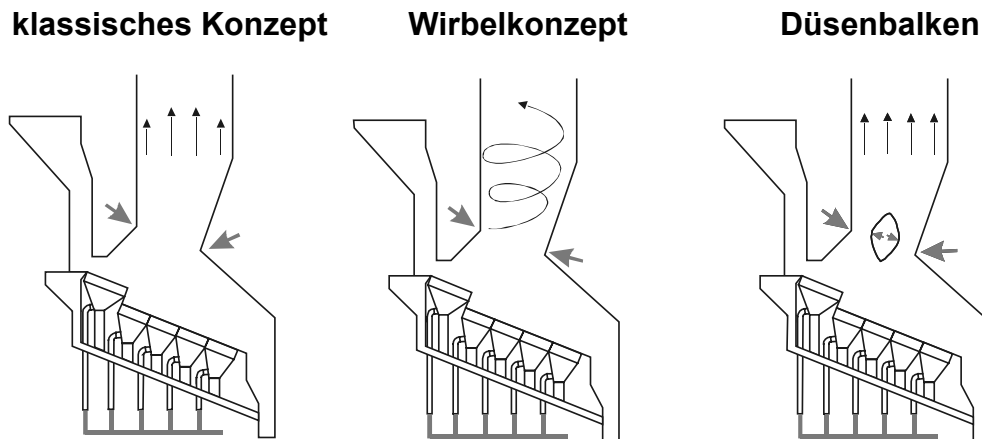


Bild 6.1.1: Konzepte für die Sekundärlufteindüsung [2.3.1]

Mit den neuen Konzepten konnten in der Vergangenheit sowohl an Modell- als auch an Realanlagen gute Ergebnisse erzielt werden [1.8, 1.23]. Ein Bereich, der bei diesen experimentellen und theoretischen Untersuchungen praktisch vernachlässigt worden ist und weitere Optimierungsmöglichkeiten aufweist, wurde im Rahmen dieser Arbeit simulationstechnisch erforscht. Neben der Auswahl eines geeigneten Sekundärluftdüsenkonzeptes hat auch die Anordnung der Einzeldüsen einen Einfluss auf den Verbrennungsprozess. In der Vergangenheit wurde bei den Anlagenbauern und -betreibern das Konzept verfolgt, dass der Sekundärluftstrahl einer Einzeldüse bis zur Mitte des Rauchgaszuges reichen soll. Mit zwei gegenüberliegenden Düsen würde somit die Breite voll abgedeckt. In letzter Zeit kam die Fragestellung auf, ob es hinsichtlich eines optimierten Verbrennungsprozess sinnvoll ist, die Düsenreihen versetzt anzuordnen. Beispielsweise können Düsen der gegenüberliegenden Reihe um

den halben Düsenabstand zur Seite hin versetzt werden. Hierbei befindet sich dann eine Düse der Reihe 1 genau in der Mitte zwischen zwei Düsen der Reihe 2, sodass nicht nur die Breite des Rauchgaszuges abgedeckt wird, sondern prinzipiell der gesamte Querschnitt.

Außerdem können kleine und große Einzeldüsen je Reihe verwendet werden, was eine erhöhte Mischwirkung auf Grund von unterschiedlichen Eindringtiefen zur Folge hat. Grundsätzlich bieten also neben der Anordnung der Sekundärluftdüsenreihen auch Düsendurchmesser, -ort und -anzahl sowie Eindüsungswinkel genügend zusätzliche Freiheitsgrade, um den Verbrennungsprozess zu verbessern.

Bislang erfolgte beim klassischen Konzept sowie beim Einsatz eines Düsenbalkens praktisch keine Anordnung von Sekundärluftdüsen nach einem gekämmten Boxer-Konzept, d.h. die Sekundärluftstrahlen prallten in der Kesselmitte aufeinander, wie Bild 6.1.2 andeutet.

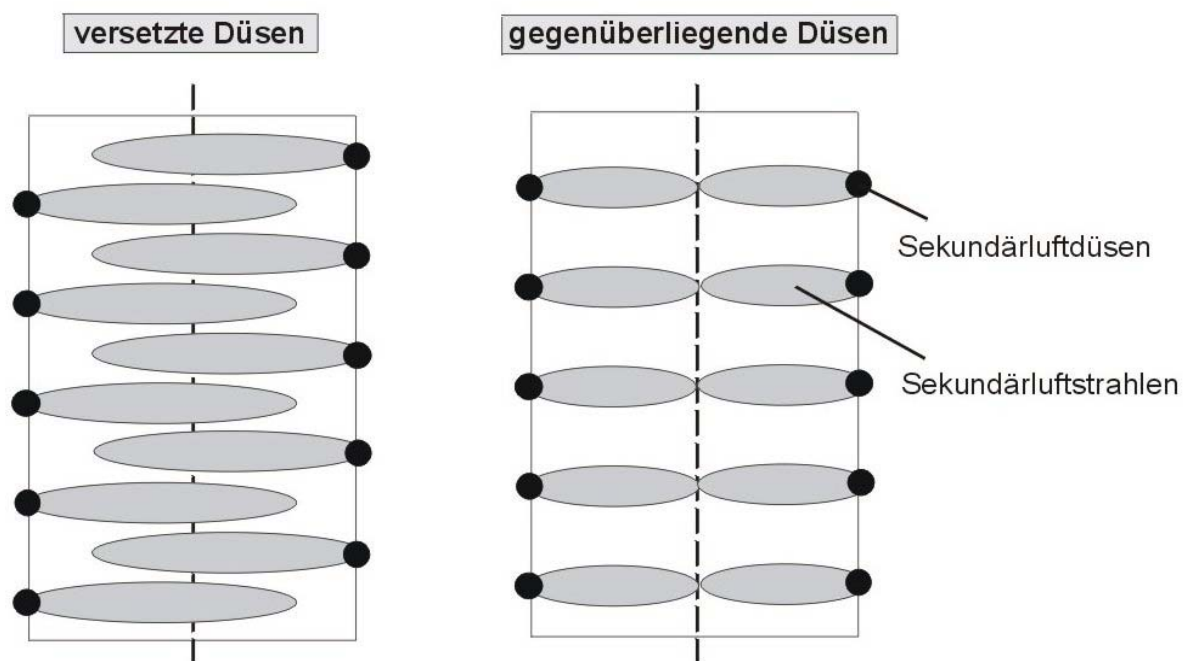


Bild 6.1.2: Boxer-Düsenanordnungen: gekämmt (links) und nicht gekämmt (rechts)

In dieser Vorstudie, die im Hinblick auf die Haupt-Modellanlage wichtige Informationen hinsichtlich der Düsenanordnung liefern sollte, wurden beide Konzepte näher untersucht und miteinander verglichen.

Für kurze Berechnungszeiten wurde nur der Bereich des 1. Zuges betrachtet. Bild 6.1.3 zeigt das relativ einfache Rechengebiet, die Sekundärluftdüsen und die für die Auswertung verwendeten horizontalen Ebenen.

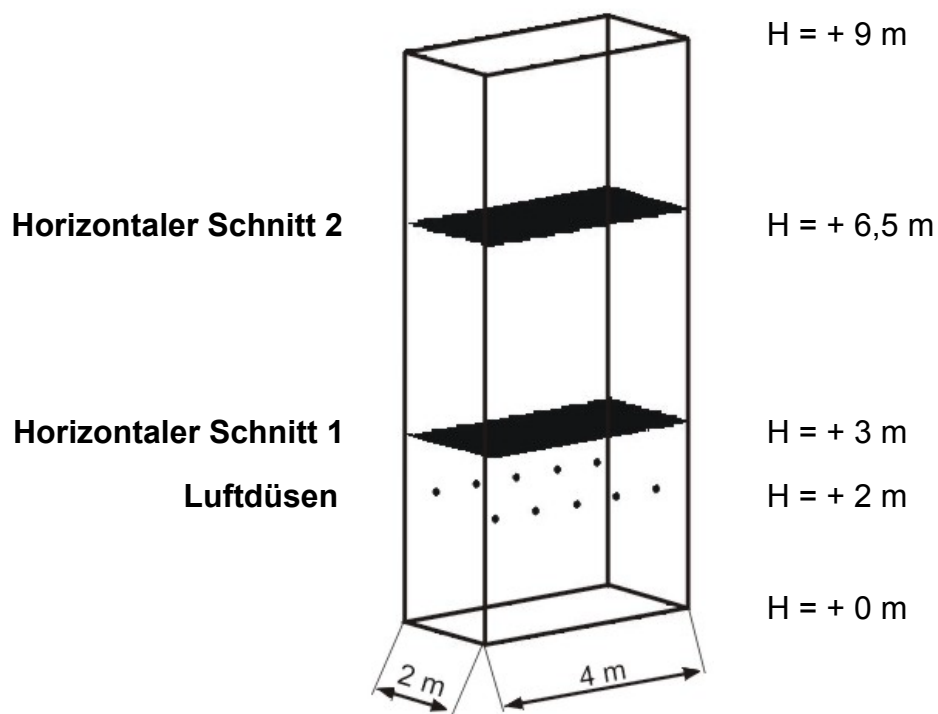


Bild 6.1.3: Geometrie für die Vorstudie hinsichtlich der Einzeldüsenanordnung

Das Rechenggebiet hatte eine Abmessung von 2 x 4 x 9 m (B x T x H). Es wurde eine konstante Rauchgaszusammensetzung am unteren Einlass gewählt, die im Mittel der in Tabelle 3.2.1 aufgelisteten Rauchgaszusammensetzung nahe kommt (Tabelle 6.1.1).

O_2 [Ma-%]	CH_4 [Ma-%]	CO_2 [Ma-%]	H_2O [Ma-%]	N_2 [Ma-%]
11	1,5	12	8	67,5

Tabelle 6.1.1: Simulierte Rauchgaszusammensetzung

Das modellierte Rauchgas hatte eine konstante Geschwindigkeit von 5 m/s (in Normalenrichtung) und eine konstante Temperatur von 1100°C. Die Verbrennungsluftmenge war konstant, die Lufttemperatur betrug 20°C.

Die gewählten Anordnungen sind in Bild 6.1.4 zusammengefasst.

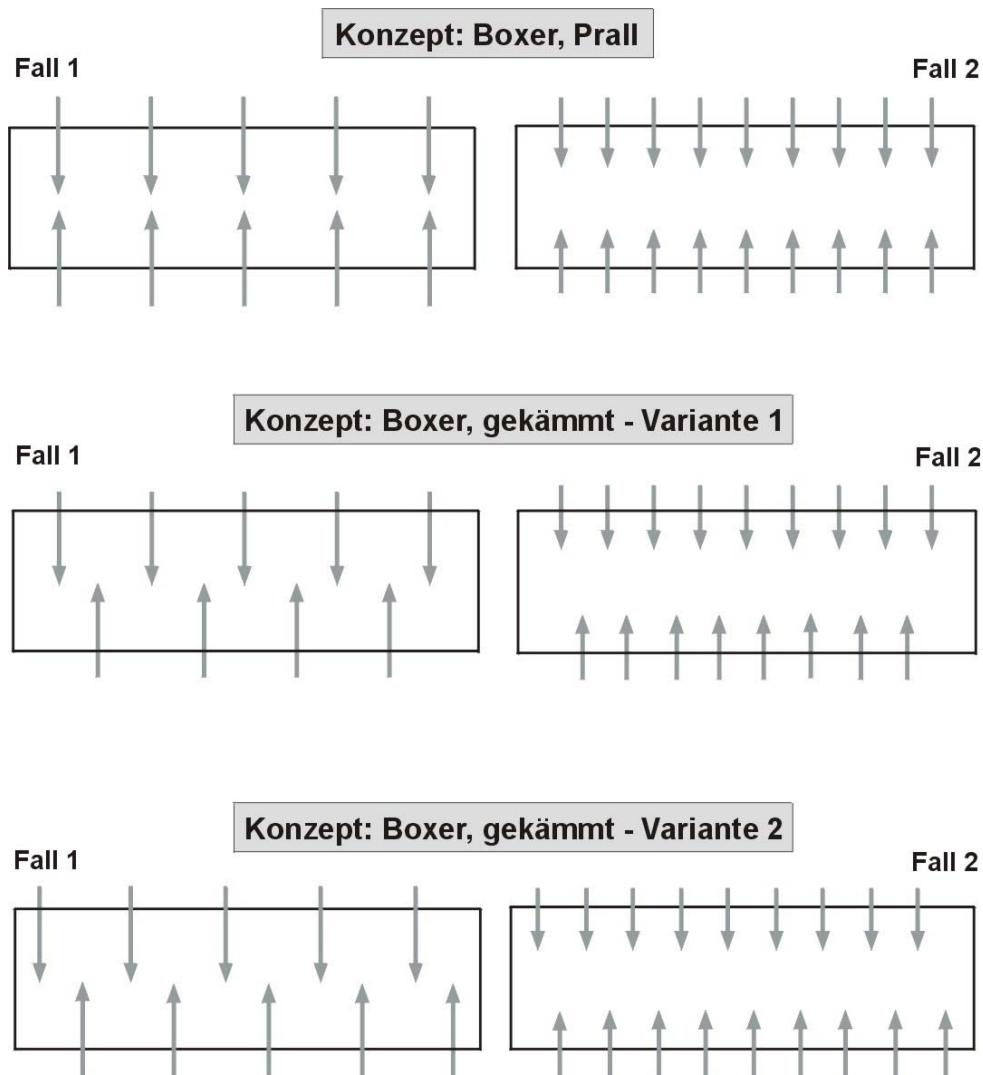


Bild 6.1.4: Gegenüberliegende und versetzte Einzeldüsen beim Boxerkonzept
Eindringtiefe: groß (Fall 1), klein (Fall 2)

Zum einen wurde die Anordnung mit gegenüberliegenden Düsen (Konzept: Boxer, Prall), zum anderen das Konzept mit versetzten Einzeldüsen untersucht. Beim Letztgenannten erfolgte auch eine Simulation einer zweiten Variante. Bei der ersten Variante wurde eine symmetrische Anordnung gewählt, bei der die zweite Reihe eine Einzeldüse weniger besaß. Bei Variante 2 war die Anzahl der Düsen identisch.

Eine zusätzliche Untersuchung sollte auch den Einfluss der Düsenanzahl bzw. der Eindringtiefe aufzeigen. Bei Fall 1 wurden 5 bzw. 4 Einzeldüsen je Reihe mit einem Durchmesser von 50 mm verwendet, eine doppelte Anzahl war Grundlage beim zweiten Fall. Der Volumenstrom wurde aber konstant gehalten, sodass sich als Austrittsgeschwindigkeiten etwa 40 m/s (Fall 1) bzw. rund 20 m/s (Fall 2) ergaben. Die Austrittsgeschwindigkeit von 40 m/s wurde so gewählt, dass die Eindringtiefe der Luftstrahlen mindestens bis zur Mitte (1,0 m) hin reichen sollte. Nach Gleichung (2.3.1) berechnet sich eine Reichweite von ca. 1,2 m.

Für das Konzept mit den gegenüberliegenden Düsen erfolgte außerdem noch eine weitere Studie. Um eine unterschiedliche Eindringtiefe und infolgedessen eine verbesserte Mischwirkung zu erhalten, wurden abwechselnd große und kleine Austrittsgeschwindigkeiten gewählt (Fall 1: 60/20 m/s, Fall 2: ca. 30/10 m/s). Die Ergebnisse dieser Studie sind in Kapitel 7.2 dargestellt.

6.2 Modellanlagen für die Hauptstudie

6.2.1 Untersuchungspunkte und Fragestellungen der Hauptstudie

Im Rahmen dieser Arbeit sollten u.a. folgende Fragestellungen an der Modellanlage theoretisch untersucht werden:

- Einfluss der Feuerraumgeometrie unter gleichen Randbedingungen, d.h. bei konstantem thermischen Input und gleichem Walzenrost,
- Einfluss der Sekundärluftzuführung, z.B. mit zusätzlichem Verdrängungskörper oder tangential angestellten Düsen zur Induzierung von Drehströmungen,
- Einfluss der Wärmefreisetzung auf dem Rost,
- Einfluss des Feuerfestmaterials und
- Vorhersagemöglichkeit von gefährdeten Gebieten, z.B. hinsichtlich Korrosion.

6.2.2 Sekundärlufteindüsenkonzepte für Gleich-, Gegen- und Mittelstrom

6.2.2.1 Feuerraumgeometrie der Modellanlagen

In Kapitel 2.3 wurden die drei gängigen Feuerraumgeometrien (Bild 6.2.1) erläutert.

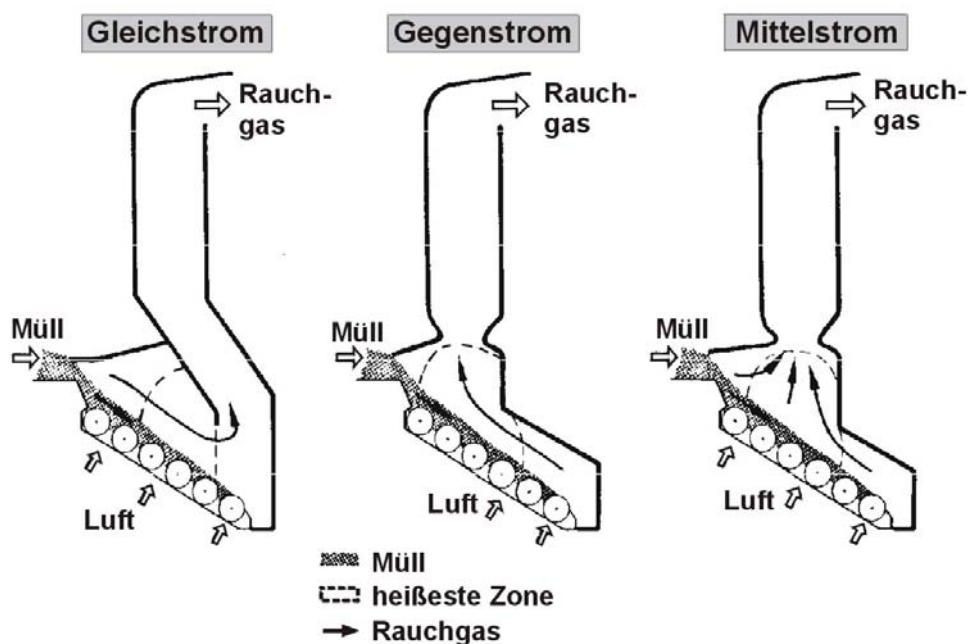


Bild 6.2.1: Schematisierte Darstellung von Rostfeuerungsanlagen [2.3.2]

Basis für Geometrie, Auslegung und Betriebsparameter der Modellanlage waren die Daten mehrerer europäischer Großanlagen. Es kann daher davon ausgegangen werden, dass typische Bedingungen von realen Müllverbrennungsanlagen übernommen wurden.

Die Hauptabmessungen sowie die Lage der Sekundärluftdüsenreihen (klassisches Konzept und Düsenbalken) sind am Beispiel der Mittelstromfeuerung in Bild 6.2.2 dargestellt.

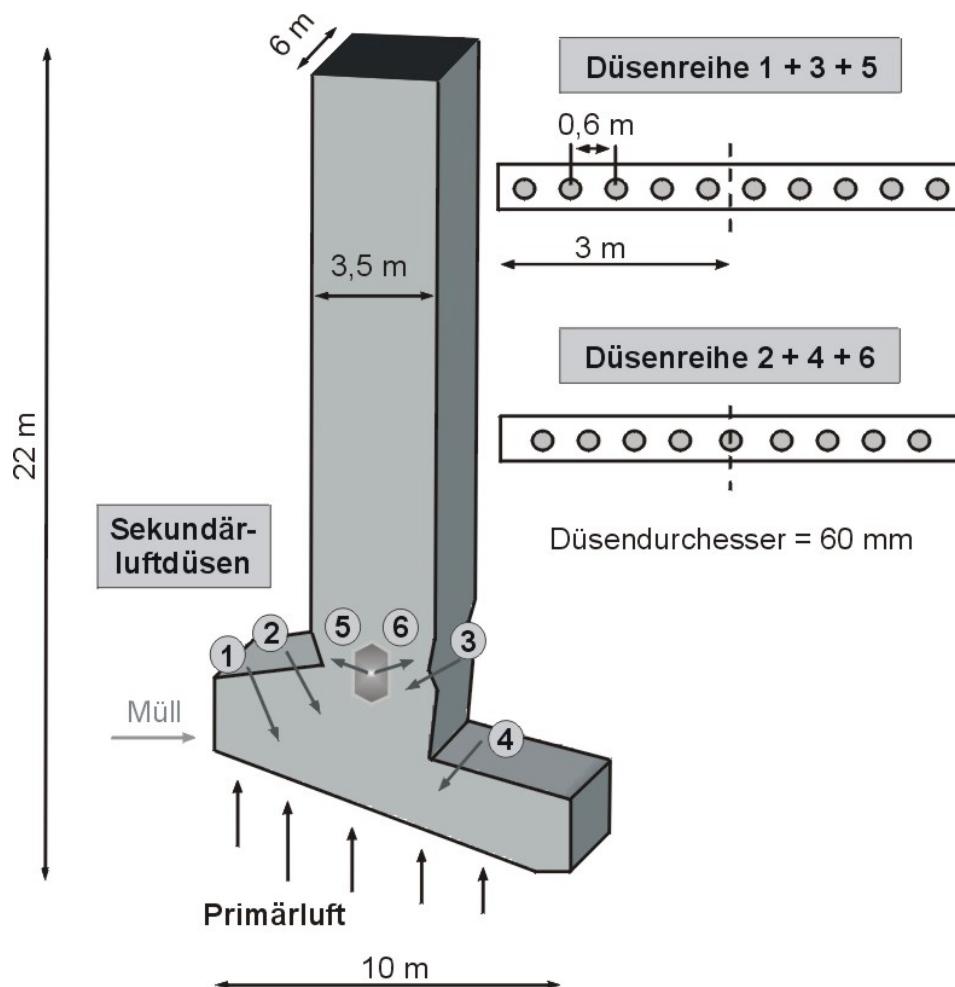


Bild 6.2.2: Geometrie der Mittelstrom-Modellanlage (am Beispiel der klassischen Art der Sekundärluftzuführung und bei Verwendung eines Düsenbalkens)

Am Rostanfang wird eine Schütthöhe von 600 mm angenommen, am Ende von 100 mm. Die hierdurch definierte Festbettoberkante stellt den unteren Einlass dar. Eine perspektivische Darstellung soll die Feuerraumgeometrie verdeutlichen (Bild 6.2.3).

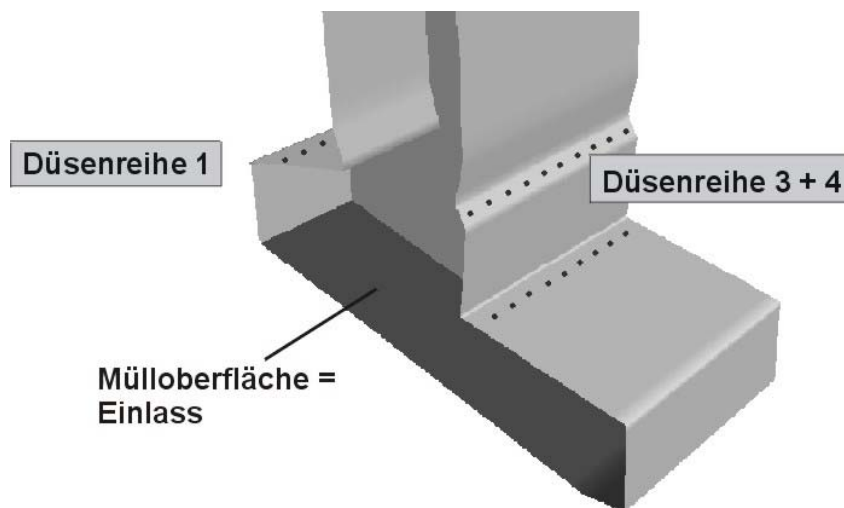


Bild 6.2.3: 3D-Abbildung der Mittelstrom-Modellanlage (rechte Seitenwand ist nicht dargestellt)

Verbrennungsrost, Anlagenhöhe sowie Breite und Tiefe des 1. Zuges sind bei der Gleich- und Gegenstromfeuerung identisch. Bild 6.2.4 zeigt deshalb nur die schematisierte Geometrie des Feuer- und Nachbrennraumes sowie die veränderte Lage der Sekundärluftdüsen.

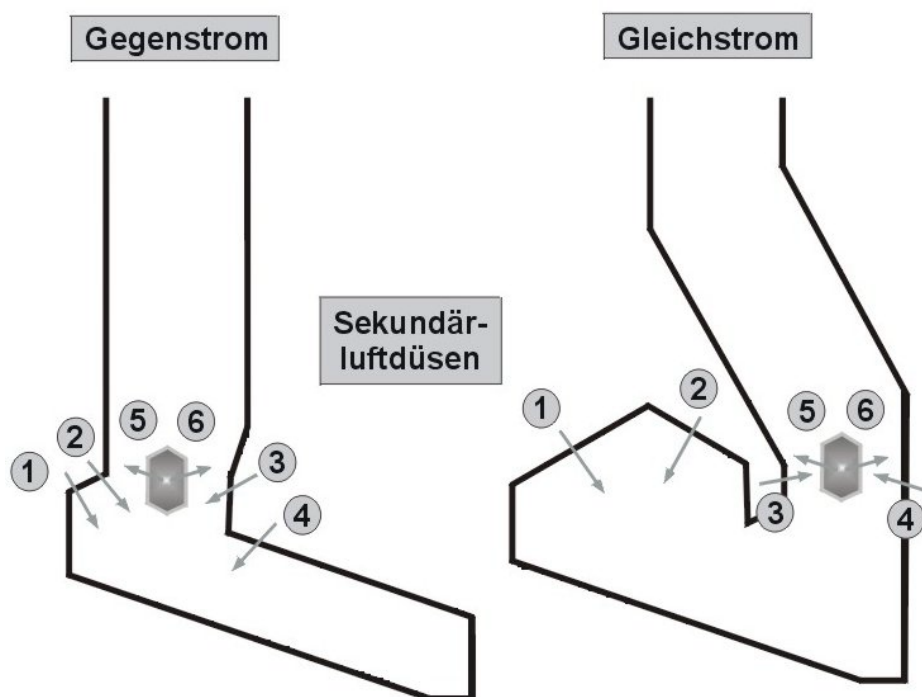


Bild 6.2.4: Gegen- und Gleichstrom-Modellgeometrie (am Beispiel der klassischen Art der Sekundärluftzuführung und bei Verwendung eines Düsenbalkens)

Abhängig von der Feuerraumgeometrie wurden für die Simulationen drei Wärmefreisetzungsprofile zu Grunde gelegt. Bild 6.2.5 gibt eine Zusammenstellung der Wärmefreisetzungsprofile für die Mittel-, Gleich- und Gegenstromfeuerung.

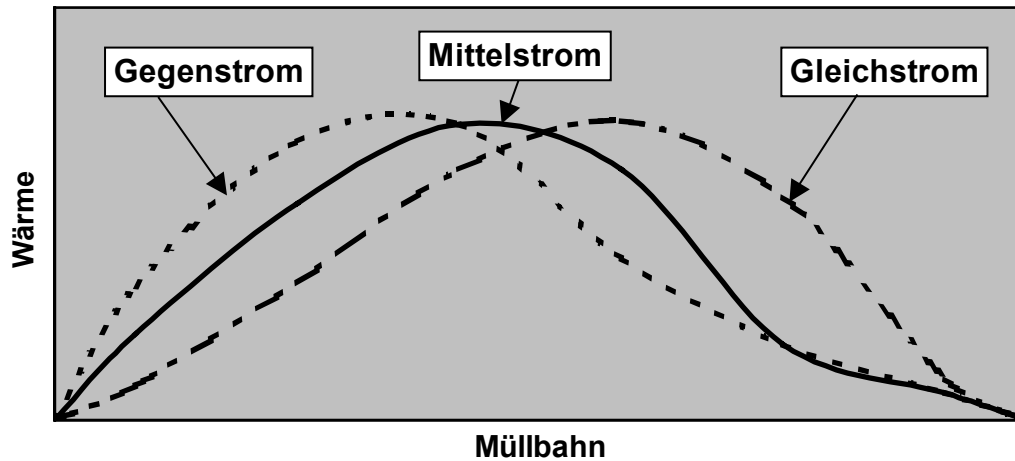


Bild 6.2.5: Angenommene Wärmeentbindungsprofile über der Müllbahn

Das Integral unter der Kurve, d.h. die Fläche zwischen Kurve und x-Achse ist für alle Funktionen gleich. Dies bedeutet, dass die Berechnungen und Untersuchungen an den Modellanlagen auf dem gleichen thermischen Input basieren. Lediglich die Hauptverbrennungszone (Maximum der Kurven) liegt bei den drei Betriebsarten an einer anderen Roststelle.

Mit den in Kapitel 5.4 vorgestellten Modellen und den oben dargestellten Wärme-freisetzungspfeilen ergeben sich für die drei Feuerraumgeometrien an acht diskreten Stützstellen die in den Tabellen 6.2.1 - 6.2.3 aufgelisteten Wertepaare (Randbedingungen für die Gasphasensimulation). Bei den Zusammensetzungen ist der restliche Anteil (Differenz zu 1 kg/kg), nämlich die N_2 -Konzentration, nicht explizit aufgeführt.

Müllbahn [m]	CO ₂ [kg/kg]	CO [kg/kg]	CH ₄ [kg/kg]	H ₂ O [kg/kg]	O ₂ [kg/kg]	T [°C]	v [m/s]
0,0	0,000	0,000	0,000	0,000	0,232	20	0
0,8	0,085	0,015	0,004	0,325	0,140	578	1
2,3	0,176	0,032	0,009	0,092	0,040	1200	2,85
3,8	0,187	0,034	0,010	0,034	0,035	1274	3,15
5,3	0,102	0,019	0,005	0,024	0,100	696	1,7
6,8	0,048	0,009	0,002	0,019	0,170	326	0,75
8,3	0,017	0,003	0,001	0,004	0,220	118	0,2
9,0	0,000	0,000	0,000	0,003	0,232	20	0

Tabelle 6.2.1: Konzentrationen, Temperaturen und Geschwindigkeiten an acht verschiedenen Stellen auf dem Rost bei der Gegenstromfeuerung

Müllbahn [m]	CO ₂ [kg/kg]	CO [kg/kg]	CH ₄ [kg/kg]	H ₂ O [kg/kg]	O ₂ [kg/kg]	T [°C]	v [m/s]
0,0	0,000	0,000	0,000	0,000	0,232	20	0
0,8	0,022	0,004	0,001	0,343	0,200	148	0,4
2,3	0,087	0,016	0,005	0,103	0,130	592	1,1
3,8	0,159	0,029	0,008	0,049	0,070	1081	2,4
5,3	0,189	0,034	0,010	0,041	0,035	1289	3
6,8	0,142	0,026	0,007	0,037	0,035	963	2,5
8,3	0,026	0,005	0,001	0,023	0,190	178	0,4
9,0	0,000	0,000	0,000	0,003	0,232	20	0

Tabelle 6.2.2: Konzentrationen, Temperaturen und Geschwindigkeiten an acht verschiedenen Stellen auf dem Rost bei der Gleichstromfeuerung

Müllbahn [m]	CO ₂ [kg/kg]	CO [kg/kg]	CH ₄ [kg/kg]	H ₂ O [kg/kg]	O ₂ [kg/kg]	T [°C]	v [m/s]
0,0	0,000	0,000	0,000	0,000	0,232	20	0
0,8	0,054	0,010	0,003	0,313	0,190	370	0,8
2,3	0,137	0,025	0,007	0,101	0,080	933	2,1
3,8	0,187	0,034	0,010	0,034	0,035	1274	3
5,3	0,159	0,029	0,008	0,019	0,035	1081	2,8
6,8	0,048	0,009	0,002	0,079	0,110	326	0,75
8,3	0,017	0,003	0,001	0,034	0,190	118	0,2
9,0	0,000	0,000	0,000	0,005	0,230	20	0

Tabelle 6.2.3: Konzentrationen, Temperaturen und Geschwindigkeiten an acht verschiedenen Stellen auf dem Rost bei der Mittelstromfeuerung

6.2.2.2 Weitere untersuchte Sekundärlufteindüsungskonzepte

Die Erzeugung einer Drallströmung mit Hilfe von definierten Winkelanstellungen hat eine gute Durchmischung der Rauchgase zur Folge [1.8]. Zwei Betreiber von Müllverbrennungsanlagen verwenden diese induzierten Sekundärströmungen, die in Bild 6.2.6 zusammenfassend illustriert ist.

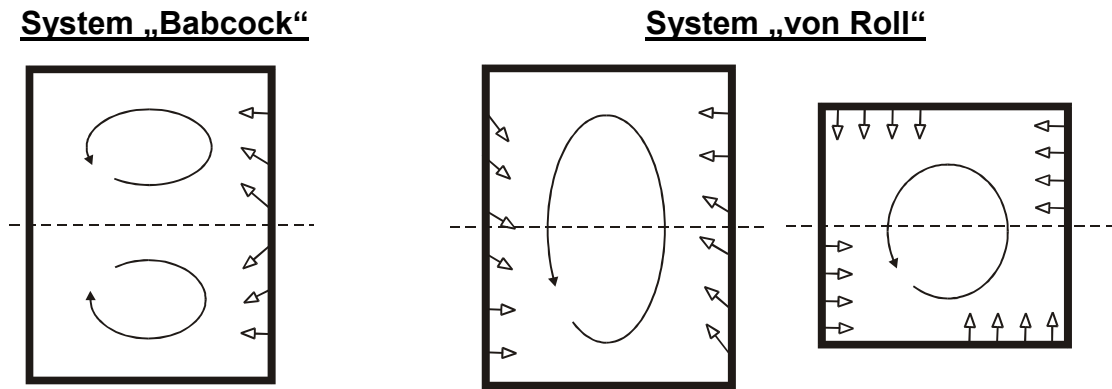


Bild 6.2.6: Anstellung von Sekundärluftdüsen zur Induzierung einer Drallströmung („Wirbelkonzepte“, Draufsicht Feuerraum) [1.10]

Das Sekundärluftkonzept mit induzierter Drehströmung wurde ebenfalls im Rahmen dieser Arbeit simulationstechnisch untersucht. Hierfür wurden weitere Sekundärluftdüsen bzw. -reihen in die vorhandene Geometrie integriert (nach der Aufweitung zu Beginn des 1. Zuges bei $H = 7,5$ m). Die zu erzeugende horizontale Sekundärströmung kann auf unterschiedlichem Wege realisiert werden. Abhängig von der Form des Querschnittes (eher quadratisch oder rechteckig) werden die Sekundärluftdüsen in der Vorder-, Rück- oder Seitenwand platziert, sowie zusätzlich in einem bestimmten Winkel zur Feuerraumwand angestellt, um die Wirbelinduzierung noch zu erhöhen. In den Bildern 6.2.7 - 6.2.10 sind die Düsenanordnungen der untersuchten Systeme bezüglich der drallbehafteten Strömung dargestellt.

Wirbelkonzept 1 ist ein modifiziertes System nach "von Roll", wobei sich die Einzeldüsen in den beiden Seitenwänden befinden. Der Durchmesser wurde auf 80 mm erhöht, da sich die Anzahl an Düsenreihen und Einzeldüsen verringerte und die Austrittsgeschwindigkeiten bei einem Durchmesser von 60 mm sonst zu groß gewesen wären. Der Abstand Düse/Düse beträgt 400 mm, der Abstand von der äußeren Düse zur Wand 350 mm. Die genauen Lagen der Einzeldüsen sind in Bild 6.2.7 dargestellt.

linke Düsen sind perspektivisch dargestellt (vertikal versetzt)

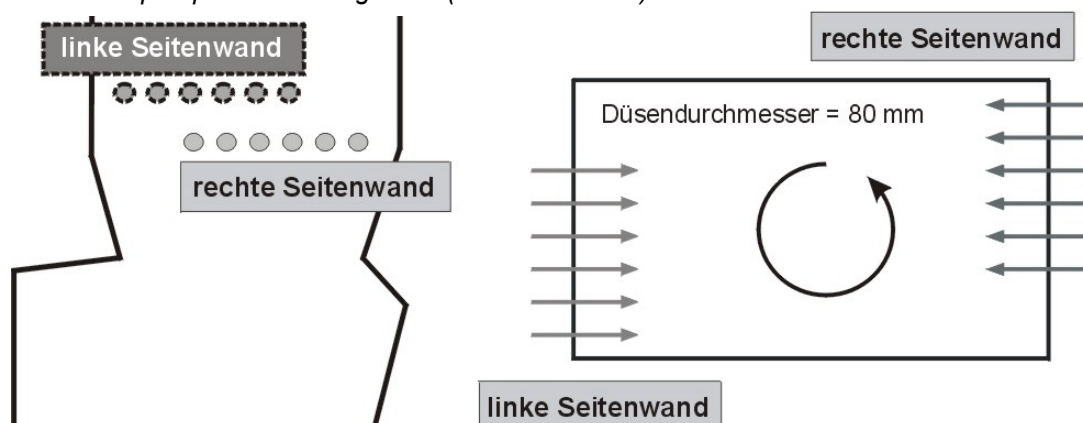


Bild 6.2.7: Anordnung bei Variante 1 zur Wirbelinduzierung (am Beispiel Mittelstrom)

Bei einer zweiten und dritten Variante wurden die Düsen in Vorder- und Rückwand platziert, ebenfalls mit einem Durchmesser von 80 mm. Hierbei beträgt der Abstand zwischen den Düsen 500 mm und zur Wand 1000 mm. Allerdings wurden nicht alle Düsen in Normalenrichtung angestellt, sondern unter einem bestimmten Winkel zur Feuerraumwand. Bei der Variante 2 sollte sich als Resultat ein großer Wirbel im gesamten Querschnitt ausbilden (System "von Roll"). Beim Konzept 3 wurden die Düsen nach dem System "Babcock" so angestellt, dass zwei kleinere Wirbel entstanden. Bilder 6.2.8 und 6.2.9 zeigen für das jeweilige Konzept schematisch den Querschnitt durch die Sekundärluftdüsen und die entsprechenden Austrittsvektoren.

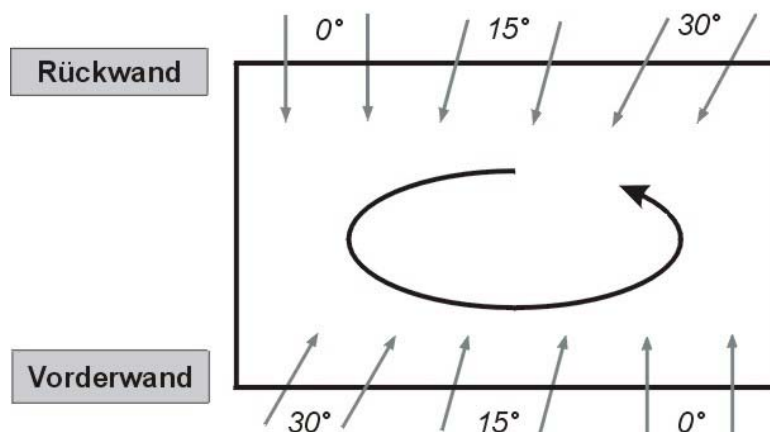


Bild 6.2.8: Anordnung beim Wirbelkonzept 2 zur Erzeugung einer Drehströmung (System "von Roll")

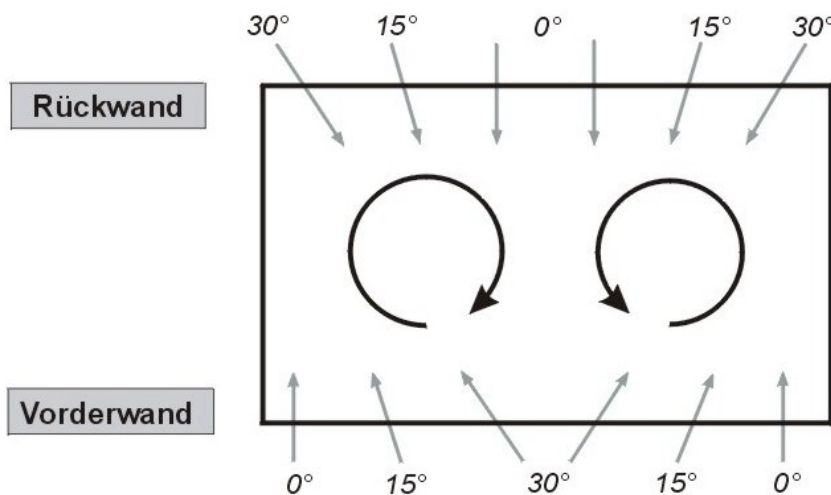


Bild 6.2.9: Düsenanstellungen für das 3. Wirbelkonzept (System "Babcock")

Die Nachbrennkammer (1. Zug) hat in den meisten Anlagen einen rechteckigen Querschnitt. Einige Strahlzüge weisen aber auch quadratische Querschnitte auf. Daher wurde in einer zusätzlichen Studienreihe ein weiteres Wirbelkonzept für eher quadratische Formate untersucht, nämlich wiederum ein Konzept der Firma "von Roll" mit Eindüsungen von allen vier Wänden (Bild 6.2.10).

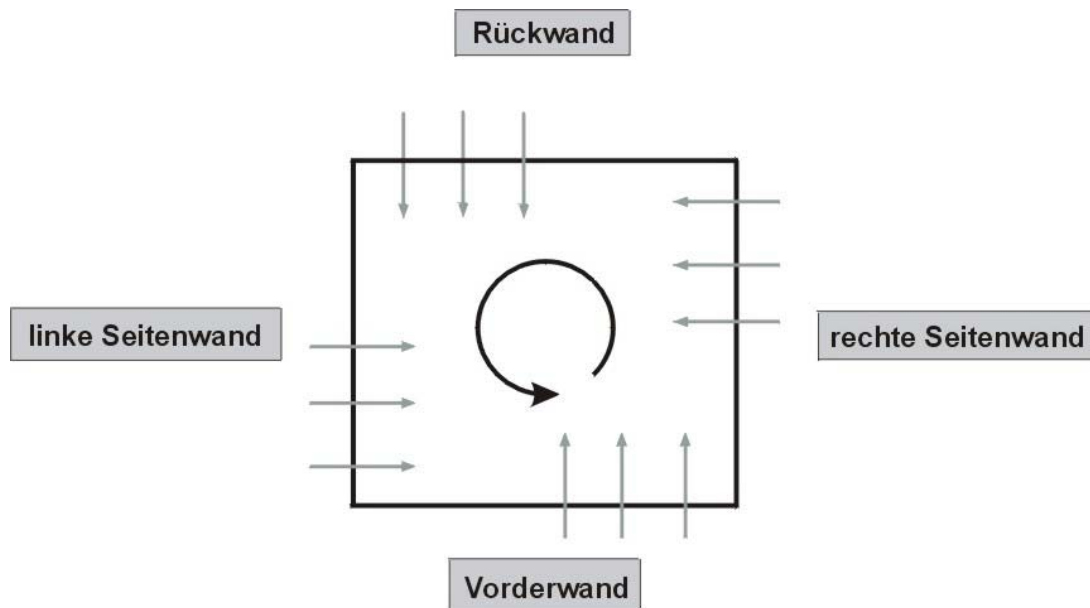


Bild 6.2.10: Wirbelkonzept 4 (für quadratische Querschnitte)

Die Querschnittsfläche des 1. Zuges ist dabei konstant geblieben, es wurden lediglich die Abmessungen verändert (Länge = Breite = 4,6 m, Abstand Düse/Düse und Wand/Düse = 1000 mm).

6.2.3 Betriebs- und Auslegungsdaten der Berechnungsfälle

Die gewählten Betriebsdaten, welche durch eine Mittelwertbildung bestimmt worden sind, wurden bei allen Simulationen konstant gehalten und sind in Tabelle 6.2.4 zusammengefasst. Die Gesamtluftmenge beträgt 91.000 m³/h.

PL / SL [%]	$\dot{m}_{\text{Müll}}$ [t/h]	$H_{u,\text{Müll}}$ [MJ/kg]	c [kg/kg]	h [kg/kg]	o [kg/kg]	a [kg/kg]	w [kg/kg]
77 / 23	15	10	0,27	0,03	0,17	0,26	0,27

Tabelle 6.2.4: Betriebsparameter der Modellanlage sowie Müllzusammensetzung

Die Auslegung, d.h. die Verteilung der Primärluft auf dem Rost und der Sekundärluft auf die einzelnen Düsenreihen, ist den nachfolgenden Bildern 6.2.11 - 6.2.13 zu entnehmen.

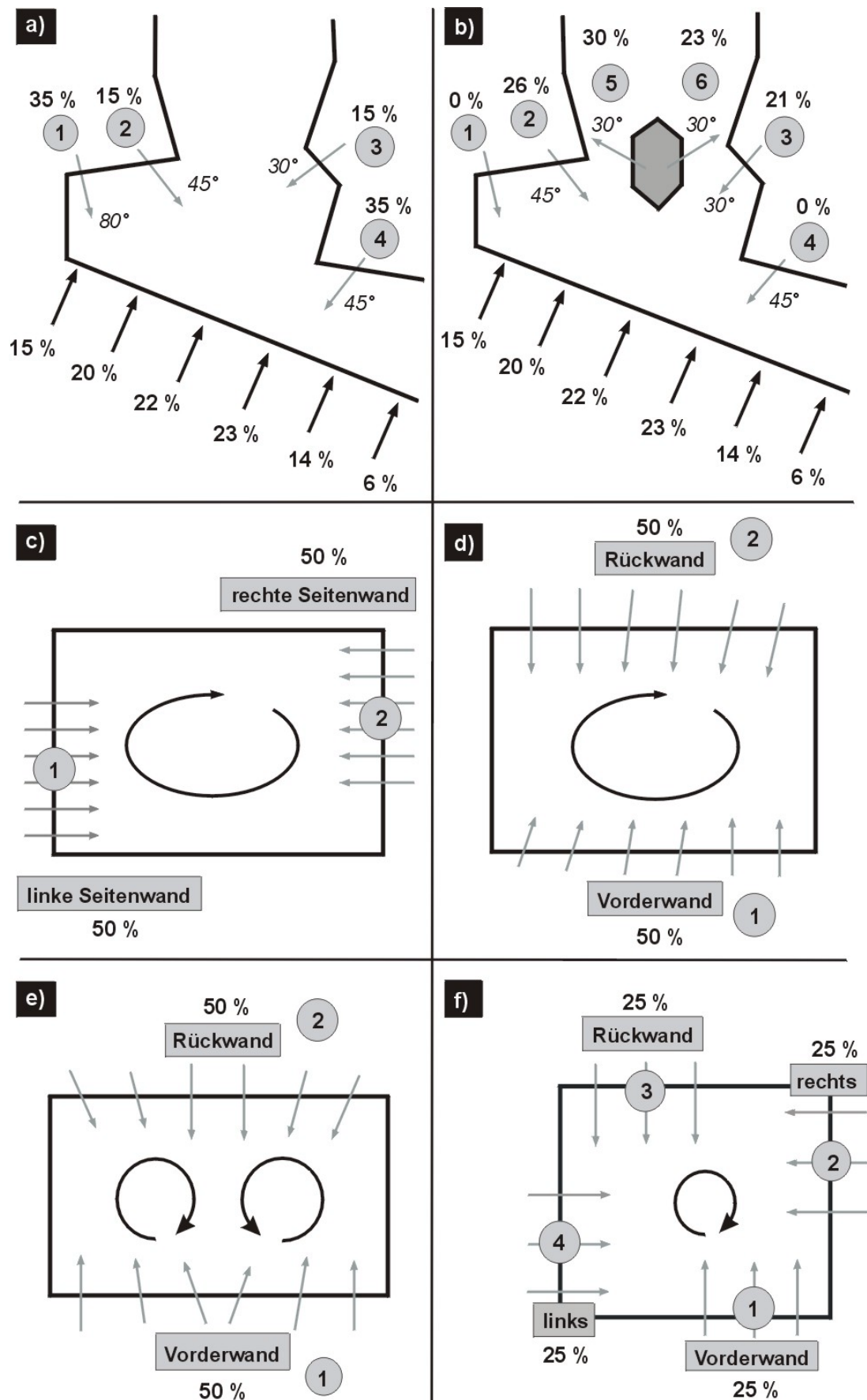


Bild 6.2.11: Luftverteilungen bei der Mittelstrom-Modellanlage

Sekundärluftkonzept: a) klassisch b) mit Prisma c-f) Wirbelkonzept 1 - 4

Die Sekundärluftverteilungen bei den vier Wirbelkonzepten sind für die Gegenstromfeuerung identisch. Daher ist nachfolgend (Bild 6.2.12) nur noch das klassische Konzept sowie die Variante mit zusätzlichem Verdrängungskörper abgebildet.

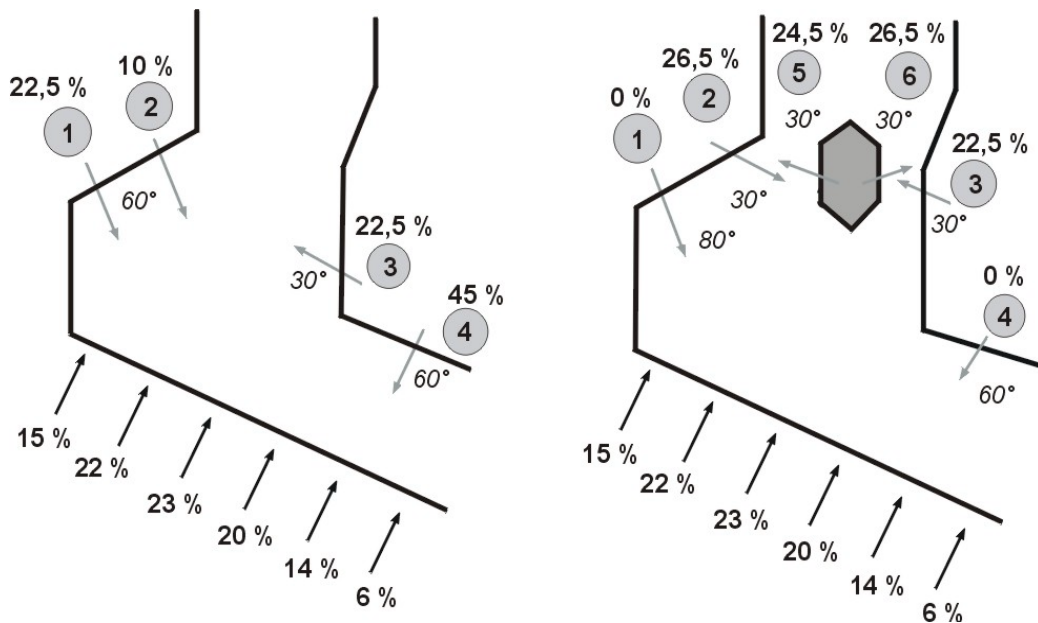


Bild 6.2.12: Luftverteilungen bei der Gegenstromfeuerung

Im Vergleich zur Mittelstromfeuerung wird am Rostanfang mehr Primärluft zugeführt, weil die Hauptverbrennungszone hierbei in Richtung Müllaufgabe verschoben ist.

Bei der Gleichstromfeuerung liegt die Hauptverbrennungszone weiter am Rostende. Dem vorderen Bereich muss aber dennoch eine gewisse Sauerstoffmenge zugeführt werden, damit die Temperatur unter der Feuerraumdecke nicht zu groß wird und keine Schadstoff-Strähnen entstehen. Daher wird im Vergleich zur Mittel- und Gegenstrombetriebsweise auch 20% Sekundärluft von der Decke her zugeführt (Bild 6.2.13).

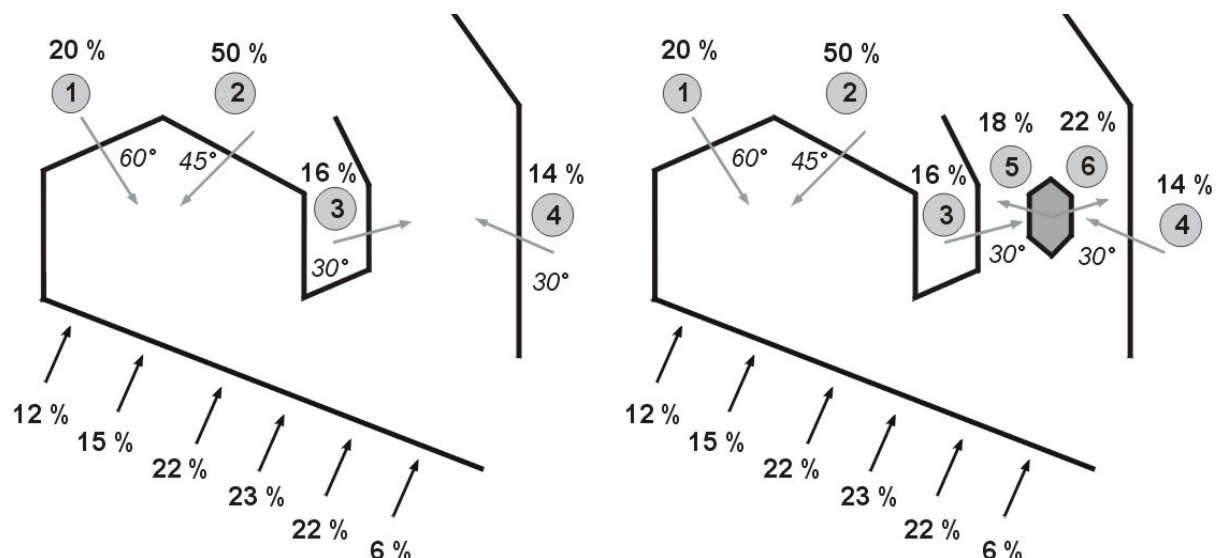


Bild 6.2.13: Luftverteilungen bei der Gleichstromfeuerung

6.2.4 Untersuchte Feuerfest-Systeme

Feuerfest-Zustellungen spielen bei der Verfügbarkeit von Müllverbrennungsanlagen eine sehr wichtige Rolle und haben insbesondere im 1. Zug folgende Funktionen zu erfüllen [6.6, 6.7]:

- Korrosionsschutz für Rohrwand und Befestigungssystem,
- Steuerung des Wärmeflusses durch definierte Wärmeleitung,
- chemische Beständigkeit / Diffusionsbeständigkeit gegen Rauchgase und CO,
- schlackenabweisendes Verhalten und
- Erosionsschutz.

Als Materialien haben sich Keramiken (Siliciumkarbid sowie Aluminium- und Siliciumoxid) sehr bewährt, da sie die genannten Anforderungen gut erfüllen. Neben den Keramiken, die z.B. als Stampfmasse, Beton oder Platte zum Einsatz kommen, werden auch Cladding-Systeme, d.h. Chrom-Nickel-Auftragsschweißungen, eingesetzt.

Wichtigste Stoffgröße von Feuerfestmaterialien ist die Wärmeleitfähigkeit λ . Aus wärmetechnischen Aspekten soll nämlich an manchen Stellen einer Müllverbrennungsanlage die im Feuerraum erzeugte Wärme zum größten Teil abgeführt werden (hinsichtlich Korrosionsreaktionsgeschwindigkeiten, Verschmutzungsneigungen und thermischer Belastungen), an anderen Orten nur zu einem geringen Teil (Einhaltung der geforderten Mindesttemperatur). Tabelle 6.2.5 gibt eine Übersicht von Wärmeleitfähigkeiten bei 800°C für übliche Feuerfestmaterialien.

Feuerfestmaterial	Wärmeleitfähigkeit [W/(mK)]
SiC 20-Platte	20
SiC 90-Stampfmasse	7
SiC 70-Stampfmasse	5
Andalusit (Al ₂ O ₃ -Platten)	1,74
Feuerbeton (Al ₂ O ₃ -Beton)	0,97

Tabelle 6.2.5: Wärmeleitfähigkeit von Feuerfestmaterialien bei 800°C
[2.4.4, 2.4.5, 2.4.6]

Eine zusammenfassende Darstellung von Feuerfest-Systemen zeigt Bild 6.2.14.

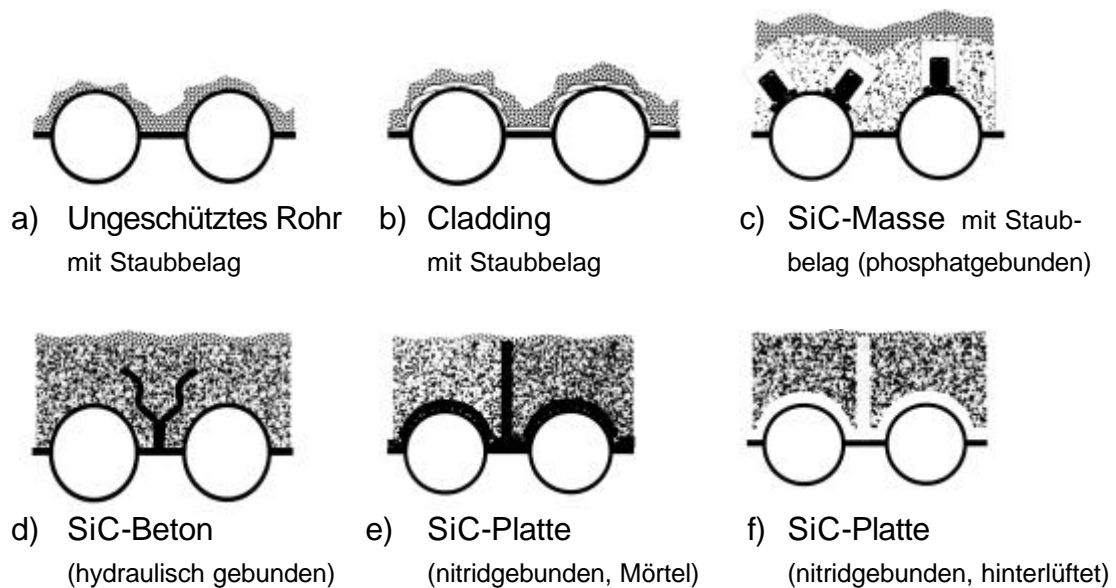


Bild 6.2.14: Typische Feuerfest-Systeme in Müllverbrennungsanlagen [2.4.6]

Im Rahmen dieser Arbeit sollten u.a. die Auswirkungen von Feuerfest-Systemen auf den Verbrennungsprozess bzw. die Feuerraumtemperatur simulationstechnisch erfasst werden. Bei dem Großteil der Simulationen wurde als Feuerfestzustellung eine phosphatgebundene SiC 70-Stampfmasse gewählt und näher untersucht. Um vergleichsweise deutlich niedrigere sowie höhere Feuerraumtemperaturen zu erzielen, erfolgten außerdem Studien mit einer nitridgebundenen gekitteten SiC-Platte ("Refrax 20") und einer nitridgebundenen hinterlüfteten SiC-Platte. Bei der hinterlüfteten Variante wurde zusätzlich ein Aschebelaag angenommen, wodurch die Feuerraumtemperatur noch weiter gesteigert werden konnte. Die Wärmeleitfähigkeit der eingesetzten Stoffe als Funktion der Temperatur ist in Bild 6.2.15 dargestellt.

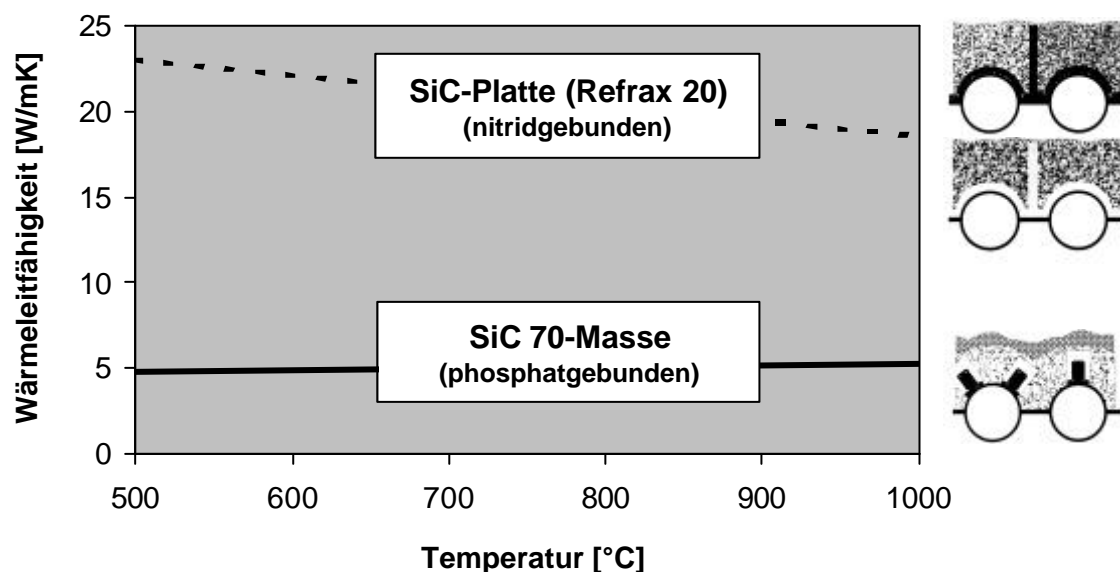


Bild 6.2.15: Wärmeleitfähigkeit von Refrax 20 und SiC 70-Stampfmasse [2.4.6]

Weil die Gastemperaturen mit dem Rauchgasweg kontinuierlich absinken, müsste korrekterweise an jedem Ort eine Berechnung für die Wandinnentemperatur durchgeführt werden. Zur Vereinfachung wurden aber nur insgesamt zwei Oberflächen-temperaturen bestimmt. Die erste deckt die Hauptverbrennungszone ab (angenommen bis $H = + 7 \text{ m}$), die zweite bezieht sich auf das Ende der Bestampfung im 1. Zug (angenommen bis $H = + 17 \text{ m}$) sowie auf den Anfang und das Ende des Müllrostes. Für die Wandinnentemperaturen im 1. Zug zwischen $H = + 7$ und $+ 17 \text{ m}$ wurde eine lineare Interpolation gewählt. Oberhalb der Bestampfung berechnet sich die Temperatur auf der Oberfläche aus der Sattdampf-temperatur (T_{SD}) mit einem Zuschlag von etwa 40 K (ergibt sich für ein metallisches Rohr bei einer Dicke von 6 mm und einer typischen Wärmeleitfähigkeit von 15 W/(mK)). Am Beispiel der SiC 70-Masse werden nachfolgend die Wandinnentemperaturen mit Hilfe der Gleichungen (2.4.1) und (2.4.6) berechnet. Die Randbedingungen und Stoffdaten sind in Bild 6.2.16 zusammengefasst und stellen typische Werte dar, wie sie auch in der Literatur [6.10, 6.11, 6.12, 6.13, 6.14, 6.15, 6.16] zu finden sind.

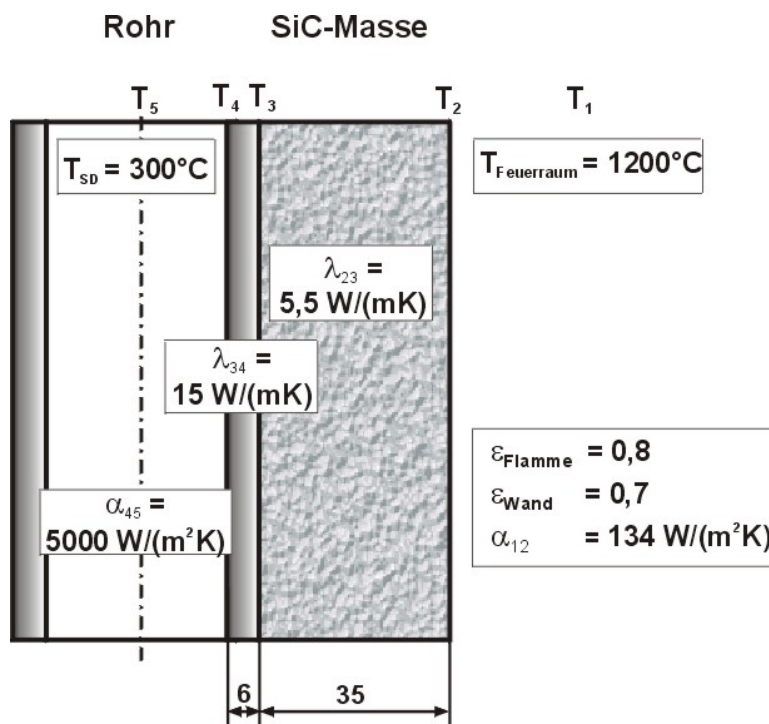


Bild 6.2.16: Wandaufbau und Stoffdaten am Beispiel der SiC 70-Masse

Aus der Gleichung (2.4.1) erhält man die gesuchte Größe T_2 :

$$T_2 = T_1 - \left(\frac{k(T_1 - T_5)}{\alpha_{12}} \right) \quad (3.1.1)$$

Bei diesem gewählten Wandaufbau ergibt sich für die Feuerraumwände somit eine Oberflächentemperatur T_2 von etwa 1000 K .

Am Ende der Bestampfung ergibt sich mit einer geringeren Gastemperatur (800°C) sowie Flammenemissivität (0,65) folglich ein kleinerer Wärmeübergangskoeffizient α_{12} (48 W/(m²·K)) und schließlich eine Wandinnentemperatur von rund 700 K.

Die Berechnungen für die beiden SiC-Platten (Dicke jeweils 30 mm) wurden analog durchgeführt. Es wurden die in Tabelle 6.2.6 aufgeführten Daten verwendet:

System	λ_{Platte} [W/(m·K)]	$s_{\text{Kitt/Luft}}$ [mm]	λ_{Kitt} [W/(m·K)]	s_{Belag} [mm]	λ_{Belag} [W/(m·K)]	α_{Luft} [W/(m ² ·K)]	$\alpha_{\text{Feuerraum}}$ [W/(m ² ·K)]
Refrax 20 (gekittet)	19 (21)	5	2	-	-	-	86 (40)
Refrax 20 (hinterlüftet)	16 (19)	5	-	5	0,2	150 (90)	217 (58)

Tabelle 6.2.6: Stoffdaten der diversen Feuerfestsysteme [2.4.6, 2.4.7, 2.4.8, 2.4.9, 2.4.10, 3.1.5, 6.1]

(Die Klammer-Zahlenwerte beziehen sich auf das Ende des 1. Zuges)

Eine Zusammenfassung aller Wandtemperaturen geben die Bilder 6.2.17 und 6.2.18.

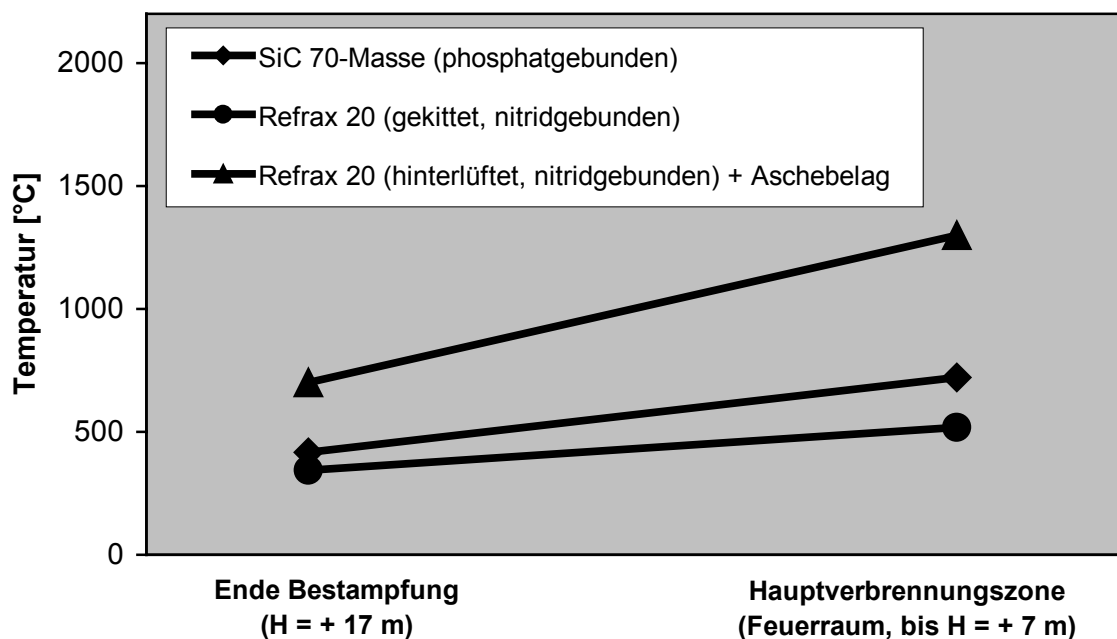


Bild 6.2.17: Oberflächentemperatur in Abhängigkeit des Ortes und des Materials

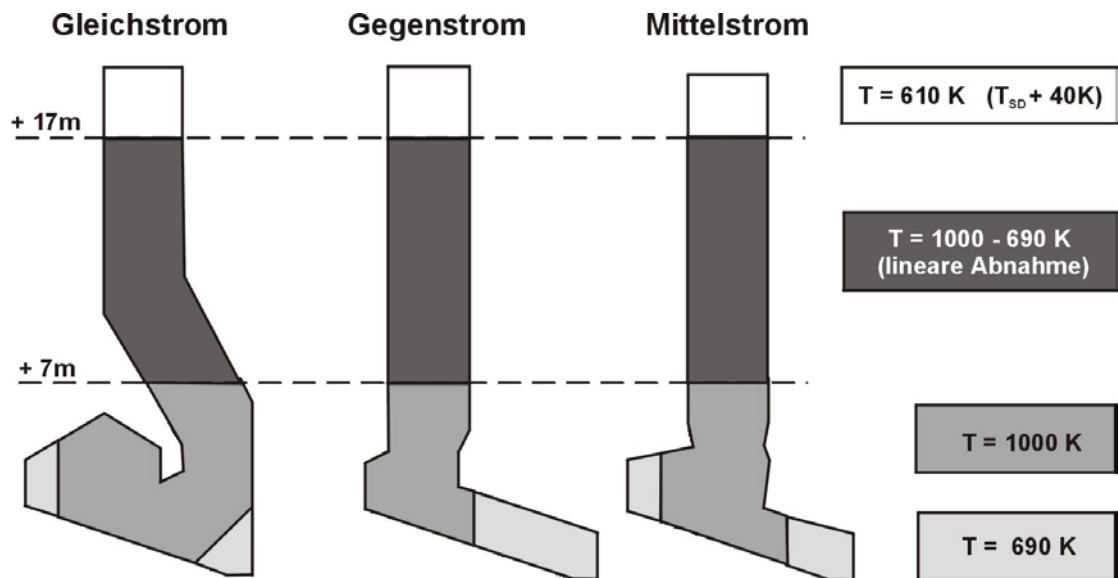


Bild 6.2.18: Oberflächentemperaturen der Modellanlagen am Beispiel SiC70-Masse

6.3 Reale Großanlagen

Von insgesamt zwei europäischen Müllverbrennungsanlagen standen Messwerte von verschiedenen horizontalen Messebenen zur Verfügung. Es wurden Temperaturen sowie O_2 - und CO -Konzentrationen an diversen Punkten innerhalb der Messebene experimentell bestimmt. Bei den Messwerten handelt es sich um 10-Minuten-Mittelwerte, die zeitlich nacheinander aufgenommen worden sind. Weil mehrere Messebenen mit bis zu 18 Messpunkten je Ebene vermessen wurden, bedeutet dies, dass der zeitliche Umfang für die Vermessung einer Anlage etwa einen Tag beträgt. Hierin liegt aber das Problem, dass sich die Müllzusammensetzung auf dem Rost während der gesamten Messkampagne mehrfach änderte. Im Gegensatz dazu basieren die Simulationen auf konstanten Mittelwerten.

Die erste reale Großanlage (MVA 1) ist eine Gleichstromfeuerung mit drei Rauchgaszügen, wie in Bild 6.3.1 schematisch angedeutet wird.

Die wesentlichen Betriebsparameter sind in Tabelle 6.3.1 aufgeführt.

$\dot{m}_{\text{Müll}}$ [t/h]	$H_{u,\text{Müll}}$ [MJ/kg]	c [kg/kg]	h [kg/kg]	o [kg/kg]	a [kg/kg]	w [kg/kg]
17,7	11	0,33	0,03	0,17	0,14	0,33

Tabelle 6.3.1: Brennstoffeigenschaften (MVA 1)

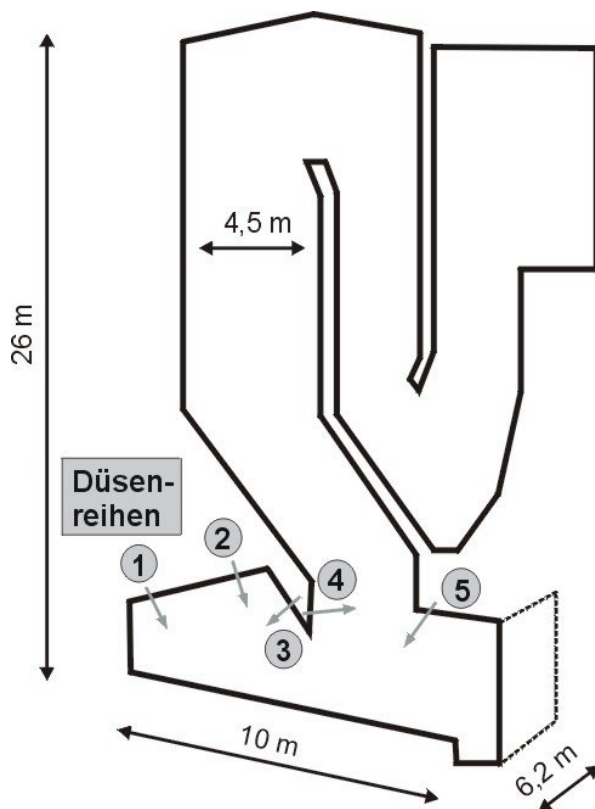


Bild 6.3.1: Feuerraumgeometrie der realen MVA 1

Über fünf Düsenreihen mit jeweils 26 Einzeldüsen (Durchmesser ca. 60 mm) wird der Nachbrennkammer Sekundärluft zugeführt. Die thermische Leistung beträgt 54 MW, was einer sehr großen Entsorgungsanlage entspricht. Temperaturen und Zusammensetzungen des Abgasvolumenstromes (rund $100.000 \text{ m}^3_{i,N./h}$) wurden in insgesamt sechs Ebenen mit Hilfe von Netzmessungen ermittelt. Die genaue Lage der Messebenen ist in Bild 6.3.2 dargestellt. Im 1. Zug existieren 18 Messpunkte je Ebene, im 2. und 3. Zug zwölf.

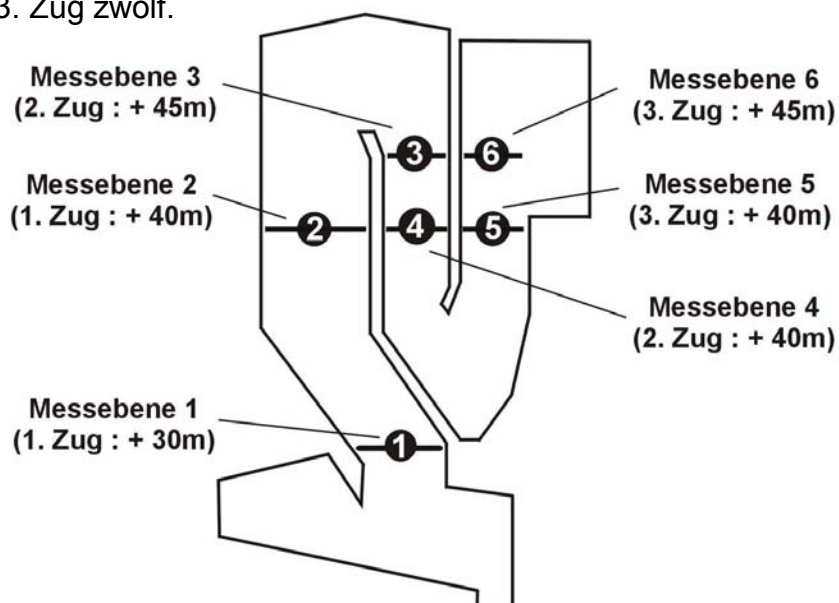


Bild 6.3.2: Messebenen der MVA 1

Die während der Messungen eingestellten Luftverteilungen sind in den Tabellen 6.3.2 und 6.3.3 zusammengefasst.

Primärluft [m ³ _{i.N.} /h]	Walze 1 [%]	Walze 2 [%]	Walze 3 [%]	Walze 4 [%]	Walze 5 [%]	Walze 6 [%]
80.000	6	26	30	25	8	5

Tabelle 6.3.2: Primärluftverteilung für den Referenzfall (MVA 1)

Sekundärluft [m ³ _{i.N.} /h]	Reihe 1 [%]	Reihe 2 [%]	Reihe 3 [%]	Reihe 4 [%]	Reihe 5 [%]
20.000	25	25	25	0	25

Tabelle 6.3.3: Sekundärluftverteilung für den Referenzfall (MVA 1)

Die in Bild 6.3.3 abgebildete zweite Großanlage (MVA 2) stellt eine Gegenstromfeuerung mit zusätzlichem Verdrängungskörper dar.

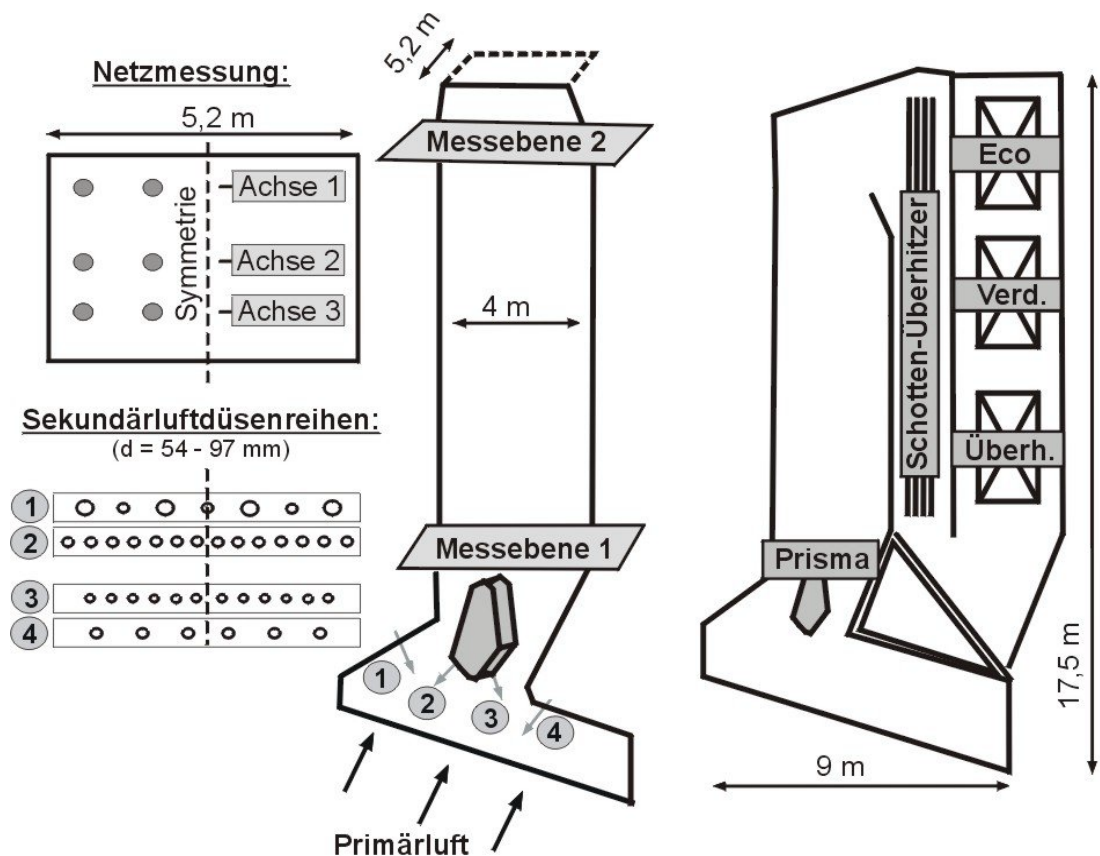


Bild 6.3.3: Feuerraumgeometrie und Messebenen der MVA 2

Die Sekundärluft wird über vier Düsenreihen mit versetzten Einzeldüsen eingebracht. Es handelt sich um eine mittelgroße Anlage mit einer thermischen Leistung von 28 MW. Im 1. Zug wurden in zwei Messebenen Netzmessungen für Temperaturen und Sauerstoffkonzentrationen durchgeführt. Die wichtigsten Daten, die den Betriebsfall der Messkampagne charakterisieren, sind in den Tabellen 6.3.4 - 6.3.6 zu finden.

$\dot{m}_{\text{Müll}}$ [t/h]	$H_{u,\text{Müll}}$ [MJ/kg]	c [kg/kg]	h [kg/kg]	o [kg/kg]	a [kg/kg]	w [kg/kg]
10	10	0,26	0,03	0,13	0,32	0,26

Tabelle 6.3.4: Brennstoffeigenschaften (MVA 2)

Primärluft [m ³ _{i.N.} /h]	Zone 1 [%]	Zone 2 [%]	Zone 3 [%]	Zone 4 [%]
25.000	26	38	26	10

Tabelle 6.3.5: Primärluftverteilung für den Referenzfall (MVA 2)

Sekundärluft [m ³ _{i.N.} /h]	Reihe 1 [%]	Reihe 2 [%]	Reihe 3 [%]	Reihe 4 [%]
10.000	33	33	17	17

Tabelle 6.3.6: Sekundärluftverteilung für den Referenzfall (MVA 2)

6.4 Verwendete Modelle und numerische Berechnungsdaten

Für alle Simulationen wurden dieselben Modelle verwendet. Die wichtigsten simulationstechnischen Daten waren:

- Turbulenzmodell: k-ε-Modell
- Strahlungsmodell: Fluss- ("P-1") oder Zonen-Modell ("Discrete-Transfer")
- Interpolation: Zentralkdifferenzen
- Zellenanzahl: ca. 150.000 - 500.000 (alle Modell- und Realanlagen)
- Zellen: körperangepasste Koordinaten ("BFC") / Rechteck-Zellen
- Gitter: strukturiert (hexagonal) und versetzt (vgl. Kapitel 4.6)
- Iterationen: ca. 2.000 - 5.000
- Berechnungszeit: ca. 1 - 3 Minuten pro Iteration (SGI-R10000-Prozessor)

7 Ergebnisse

7.1 Vergleich von Mess-, Literatur- und Simulationswerten

7.1.1 Berechnete Realanlagen

An insgesamt zwei europäischen Großanlagen wurden Netzmessungen durchgeführt, an denen die mathematischen Modelle sowie Annahmen überprüft werden konnten. MVA 1 wurde, wie in Kapitel 3.1 beschrieben, in sechs Ebenen vermessen. Für einen Referenzfall, bei dem alle Düsenreihen gleich beaufschlagt wurden, konnten Temperaturen, Sauerstoff- und CO-Konzentrationen experimentell bestimmt werden. Die gemessenen und berechneten Temperatur- und Konzentrations-Mittelwerte je Ebene sind in den Bildern 7.1.1 - 7.1.3 dargestellt.

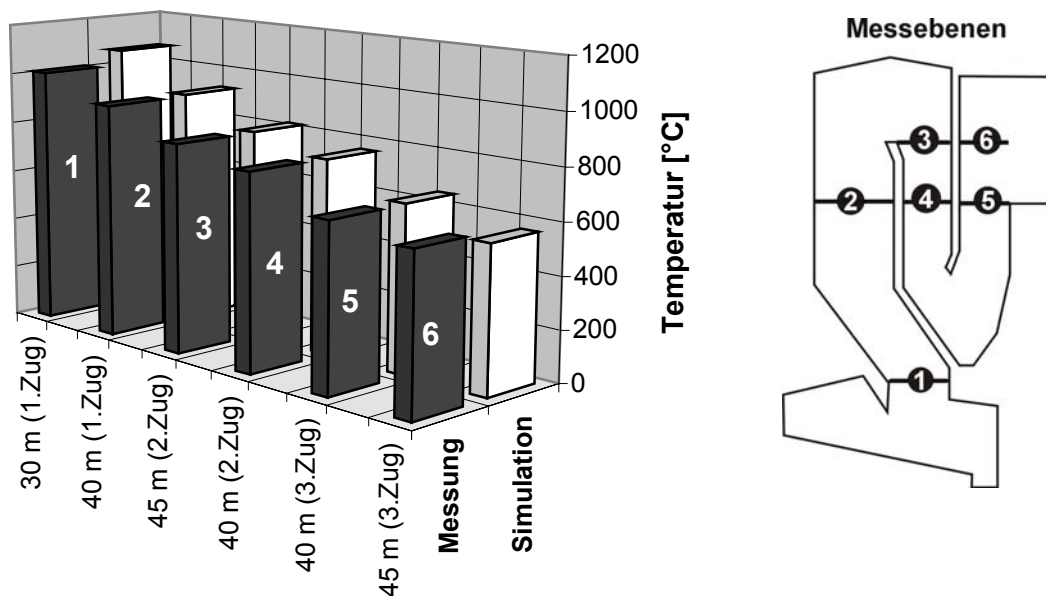


Bild 7.1.1: Gemessene und numerisch berechnete Temperatur-Mittelwerte [1.22]

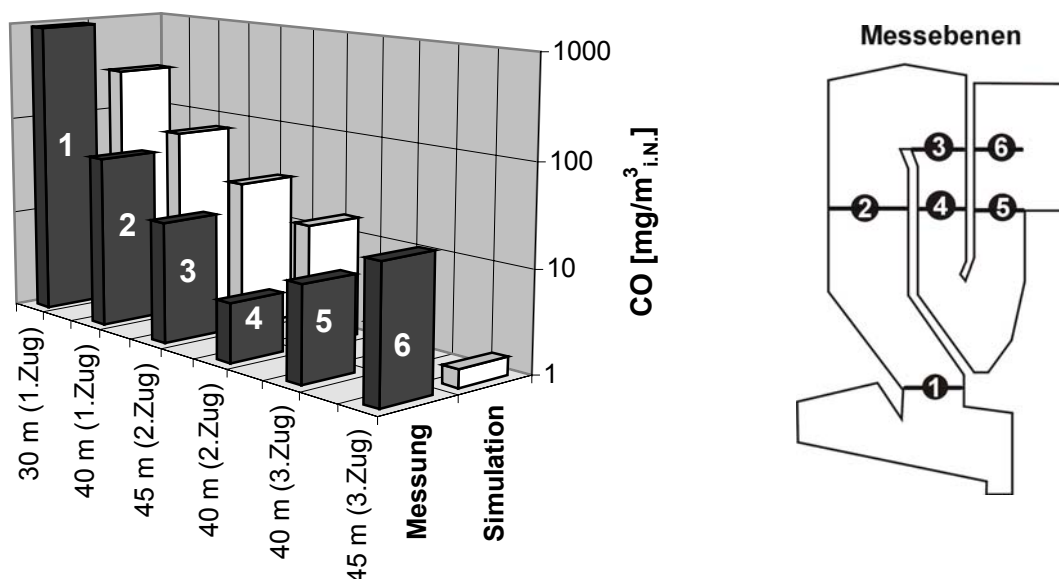


Bild 7.1.2: Gemessene und vorhergesagte CO-Mittelwerte [1.22]

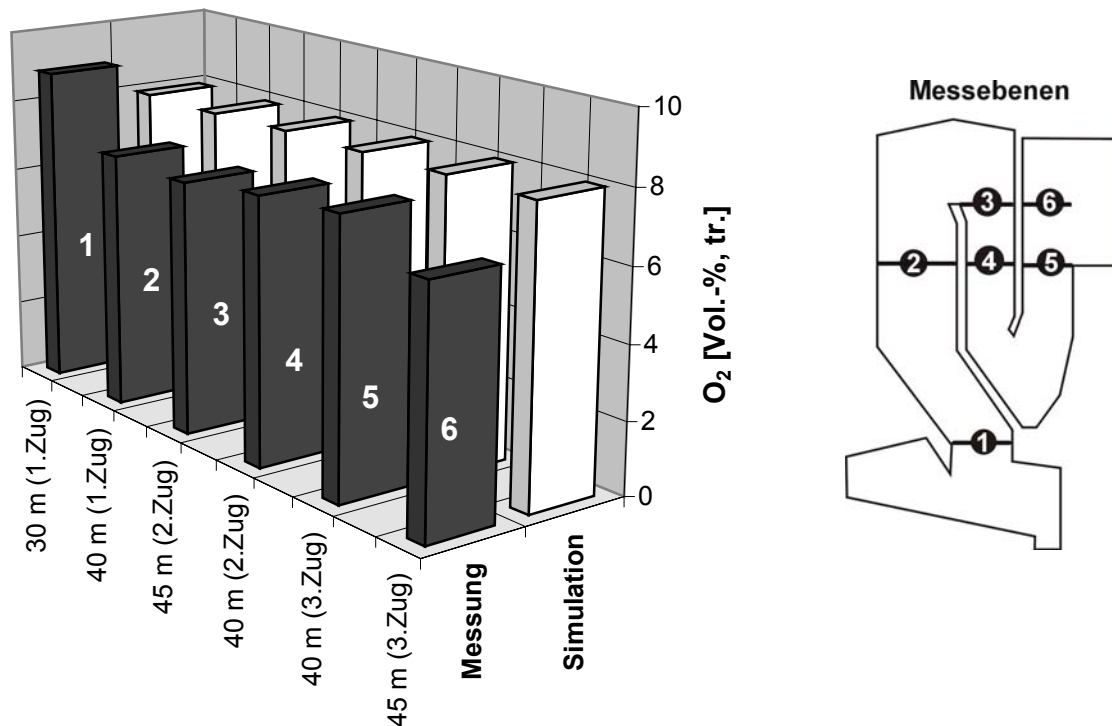


Bild 7.1.3: Experimentell und numerisch bestimmte O_2 -Mittelwerte [1.22]

Anhand von Mittelwerten können keine Aussagen über Schief lagen innerhalb einer Ebene gemacht werden. Mittelwerte dienen aber zur Überprüfung, ob das Niveau einer Größe richtig vorhergesagt wird. Bei den mittleren Temperaturen sind die Abweichungen in allen sechs Ebenen zwischen Mess- und Simulationswerten sehr gering. Daraus kann gefolgert werden, dass der Temperaturverlauf vom Feuerraum bis zum 3. Zug zumindest vom Niveau her richtig abgebildet wurde. Da für die Bestimmung der Enthalpie u.a. die Wärmefreisetzung der Nachverbrennungsreaktionen (Aufoxidation von CO und C_xH_y zu CO_2) eine entscheidene Rolle spielt, kann unterstellt werden, dass auch die Niveaus der Spezieskonzentrationen korrekt vorhergesagt wurden. Bei den Sauerstoff-Mittelwerten wird dies praktisch in jeder Messebene bestätigt, bei den CO-Konzentrationen vor allem im Bereich des 1. Zuges. Im 2. und 3. Zug nimmt der Gehalt an CO bei den Messwerten wieder zu. Es hat offenbar eine nachträgliche Oxidation von organischem oder anorganischem Kohlenstoff in der Müllverbrennungsanlage stattgefunden. Weil aber hierüber keine Informationen zur Verfügung standen, wurde diese Oxidation in der Simulation auch nicht berücksichtigt, sodass die CO-Konzentrationen mit dem Rauchgasweg kontinuierlich abgebaut wurden. Der CO-Gehalt ist aber am Ende des Müllkessels vom Niveau her so gering, dass er praktisch keinen Einfluss mehr auf das Temperaturfeld hat. Daher ist auch keine Abweichung zwischen den experimentell und numerisch bestimmten Temperatur-Mittelwerten zu erkennen.

Ob eine Ungleichverteilung innerhalb einer Messebene korrekt vorhergesagt wurde, kann den Bildern 7.1.4 - 7.1.6 entnommen werden. Hierbei werden für die einzelnen Messpunkte je Ebene vorhergesagte und gemessene Temperaturen, CO- und Sauerstoffkonzentrationen direkt gegenübergestellt. Die Werte an symmetrischen Messstellen wurden in einem Mittelwert zusammengefasst, sodass für die 1. und 2. Ebene insgesamt neun, für die restlichen Ebenen je sechs Punkte aufgeführt sind.

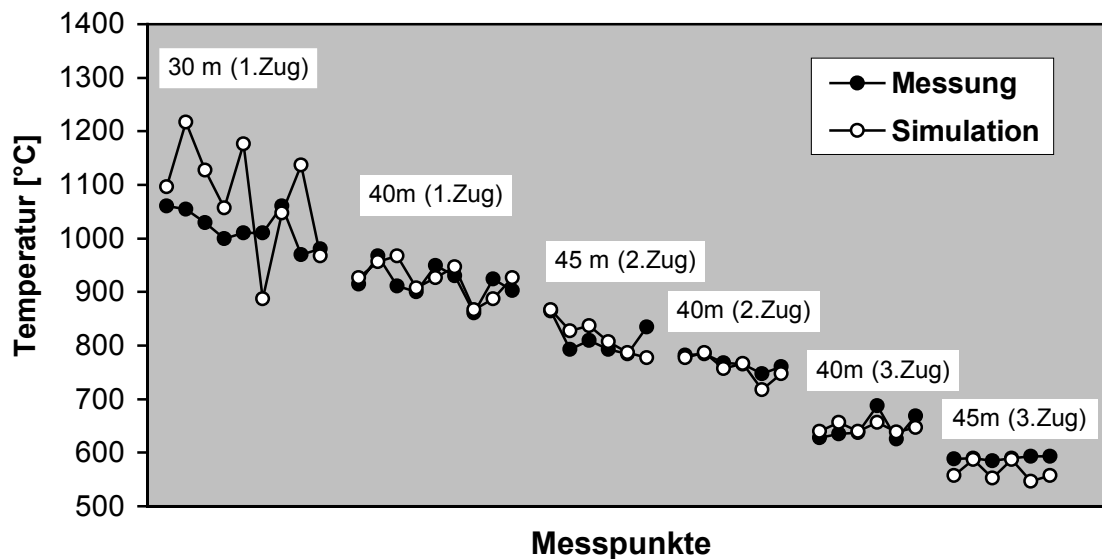


Bild 7.1.4: Experimentell und numerisch berechnete Temperaturen in sechs Messebenen [1.22]

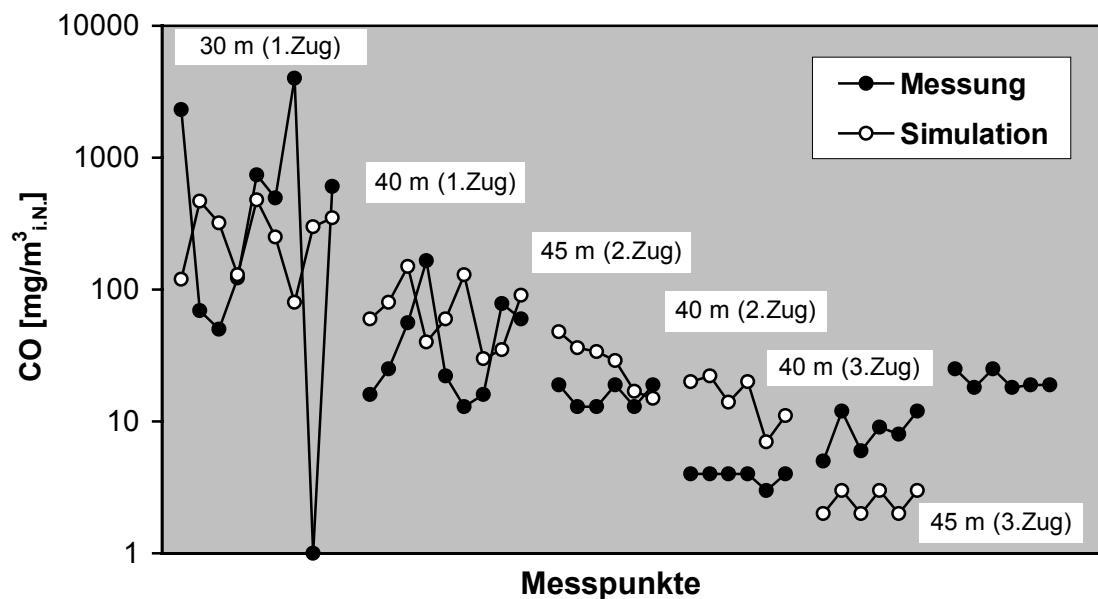


Bild 7.1.5: Gemessene und numerisch berechnete CO-Werte in sechs Messebenen [1.22]

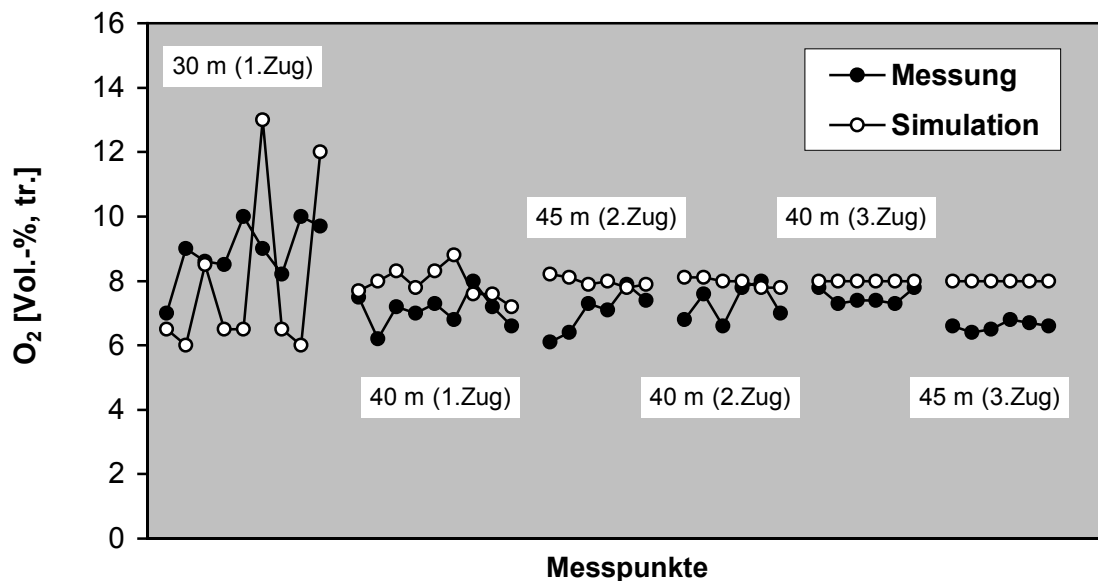


Bild 7.1.6: Experimentell und numerisch berechnete O_2 -Werte in sechs Messebenen [1.22]

Die Abweichungen zwischen Mess- und Simulationswerten sind bei der ersten und letzten Messebene am größten. Zu Beginn des ersten Zuges sind Pyrolysegase und Sekundärluft noch nicht vollständig vermischt. Die Nachverbrennungsreaktionen laufen lokal also noch ab. Dies führt zu sehr großen Unterschieden zwischen maximalen und minimalen Temperaturen sowie Spezieskonzentrationen, sowohl bei den Mess- als auch bei den Simulationswerten.

Da die numerischen Berechnungen allerdings im Gegensatz zur Realität insbesondere bei der Abbildung der heterogenen Rost-Verbrennung auf symmetrischen Mittelwerten basieren, wurden die einzelnen Peaks nur vereinzelt vorhergesagt. Bereits am Ende des 1. Zuges, d.h. nach der Vermischung und dem nahezu vollständigen Ausbrand, fallen die Vergleiche wesentlich besser aus. Beispielsweise konnte nicht nur das Niveau sehr exakt abgebildet werden, sondern auch die Temperaturen der einzelnen Temperatur-Messstellen.

Extrem schwierig fällt die Beurteilung bei den CO-Werten aus. Vor allem in der ersten Messebene ergaben sich bei den Messungen sehr unsymmetrische und schwankungsbehaftete Werte wie Bild 7.1.7 zeigt.

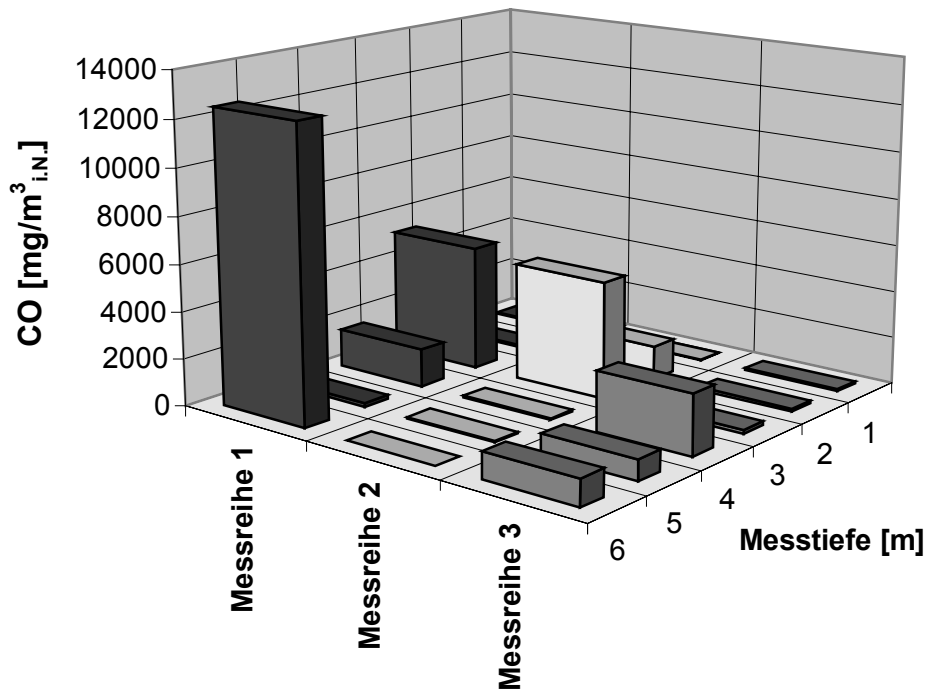


Bild 7.1.7: Gemessene CO-Konzentrationen in der Messebene 1 (Beginn 1. Zug)
[1.22]

Anzumerken ist, dass es sich bei den Messwerten um 10-min-Mittelwerte handelt, die zeitlich nacheinander aufgenommen worden sind. Allerdings wurden bei diesen Messungen zwei Lanzen eingesetzt, um die Konzentrationen an den spiegelsymmetrischen Messpunkten gleichzeitig zu bestimmen. Wenn dann an der Rück- und Vorderwand in Messreihe 1 (Messtiefe = 1 bzw. 6 m) Konzentrationen von $69 \text{ mg/m}^3_{\text{i.N.}}$ bzw. $12500 \text{ mg/m}^3_{\text{i.N.}}$ gemessen wurden, ist eine Gegenüberstellung mit den Simulationswerten praktisch nicht mehr sinnvoll.

Die gewählten Reaktionsmodelle und Parameter sowie die Verteilungsannahmen können daher auch anhand dieser Messergebnisse nicht ausreichend genau validiert werden. Da aber die Niveaus der CO-Gehalte und Temperaturen recht gut abgebildet wurden, kann gefolgert werden, dass die gewählten Variablen geeignet sind, um die Spezieskonzentrationsfelder ausreichend genau abzubilden. Es kann davon ausgegangen werden, dass die Abweichungen zwischen realen und berechneten Sauerstoffkonzentrationen sehr gering sind und Trends für CO-, H_2O -, CO_2 - und C_xH_y -Konzentrationen korrekt vorhergesagt werden können.

Bei einer zweiten Großanlage sollten die gewählten Reaktionsparameter nochmals anhand von Temperatur- und Sauerstoffverteilungen überprüft werden. Am Eintritt sowie Austritt des 1. Zuges wurden an insgesamt zwölf Messstellen, welche in Bild 7.1.8 dargestellt sind, Temperaturen und Sauerstoff-Gehalte experimentell bestimmt.

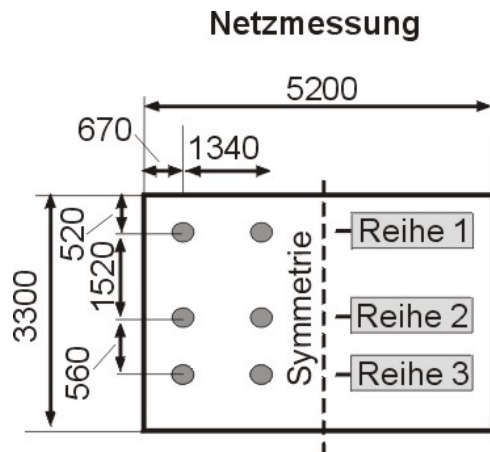


Bild 7.1.8: Messstellenplan für zwei Messebenen (Ein- und Austritt des 1. Zuges)

Die Mittelwerte aus neun Einzelmessungen sind den vorhergesagten Temperaturen und Konzentrationen in den Bildern 7.1.9 - 7.1.11 gegenübergestellt. Grundlage für die Simulation war ein Vollast-Referenzfall, bei dem die Sekundärluftdüsenreihen 1 und 2 mit jeweils 30% beaufschlagt wurden und die Reihen 3 und 4 mit jeweils 20% (vgl. Kapitel 6.3).

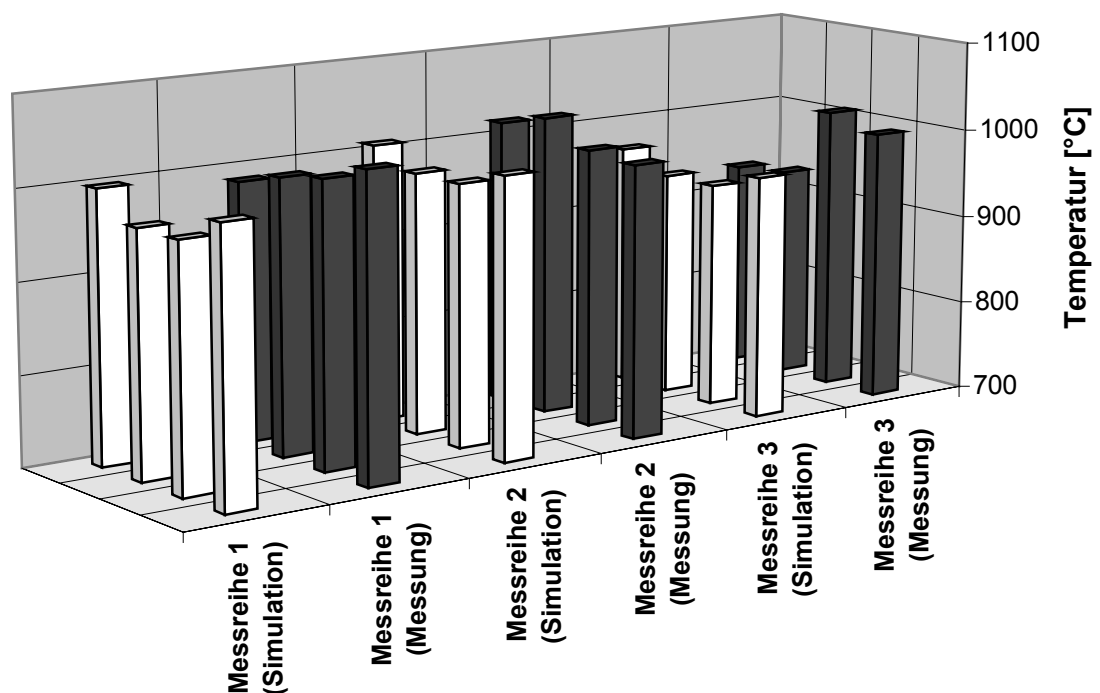


Bild 7.1.9: Vergleich von gemessenen und berechneten Temperaturen am Eintritt in den 1. Zug [1.23]

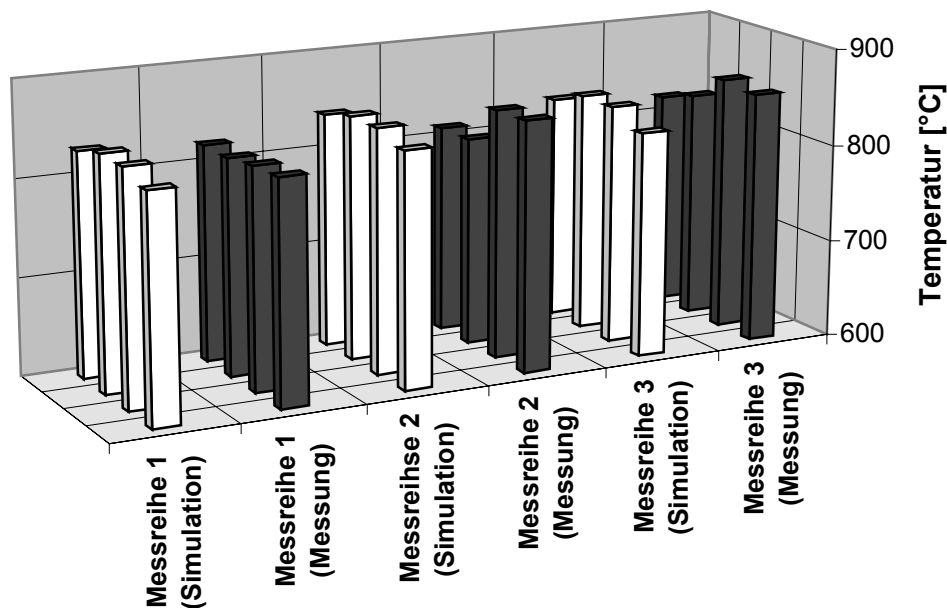


Bild 7.1.10: Vergleich von gemessenen und berechneten Temperaturen am Austritt des 1. Zuges [1.23]

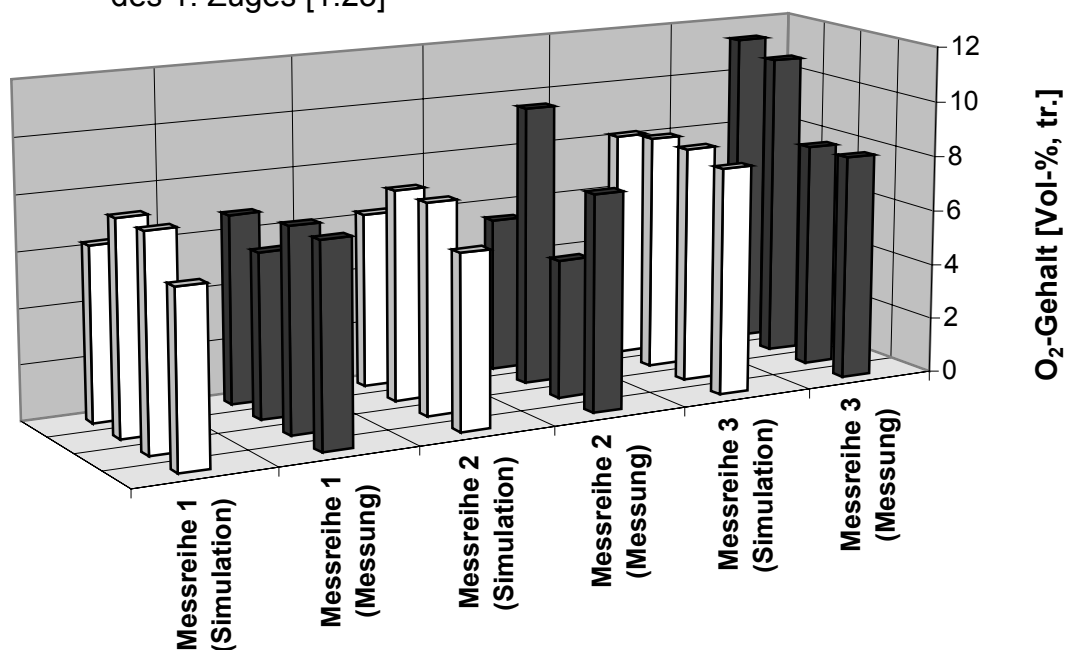


Bild 7.1.11: Vergleich von gemessenen und berechneten O₂-Gehalten am Eintritt in den 1. Zug [1.23]

Den Ergebnissen ist zu entnehmen, dass nicht nur die Temperatur- und Sauerstoff-Niveaus richtig abgebildet wurden, sondern auch die Tendenzen. In der 1. Messebene sind auf der Messachse 3 die größten O₂-Gehalte und folglich die geringsten Temperaturen gemessen worden. Die Simulation bildet diesen Trend auch ab.

Anhand dieser zweiten Gegenüberstellung kann also gefolgert werden, dass die Vorgänge in der Gasphase durch die verwendeten Modelle und Parameter ausreichend genau abgebildet werden. Die Modelle sind folglich auf Grund und wurden daher auch bei den theoretischen Studien (Kapitel 7.2 - 7.4) eingesetzt.

7.1.2 Vergleich mit Literaturdaten

Weltweit werden für die Müllverbrennung erst seit einigen Jahren Mess- und Simulationstechniken eingesetzt, um Temperatur-, Geschwindigkeits- und Speziesfelder abzubilden. Insbesondere im Bereich oberhalb des Müllbettes stehen mit Ausnahme von Technikumsanlagen praktisch keine gemessenen Werte zur Verfügung. Die wenigen in den letzten Jahren veröffentlichten Simulations- und Messwerte [1.16, 5.1.4, 5.3.2, 7.1, 7.2, 7.3, 7.4] sind in den nachfolgenden Bildern 7.1.13 - 7.1.17 zusammengefasst. Gleichzeitig werden die am LUAT entwickelten Müllbahnprofile (Mittelwerte aus insgesamt acht simulierten Anlagen mit einem mittleren Mülldurchsatz von 16600 kg/h) diesen Literaturwerten gegenübergestellt. Die Zahlen in den Balken weisen auf die entsprechende Literaturstelle (Tabelle 7.1.1) hin. Die Mess- sowie Simulationswerte der sieben Literaturstellen beziehen sich auf insgesamt vier Rostbereiche. Die einzelnen Zonen sind in Bild 7.1.12 anhand einer typischen Wärmefreisetzungsverteilung dargestellt.

Literatur 1	Literatur 2, 5 & 6	Literatur 3	Literatur 4	Literatur 7
Swithenbank, Nasserzadeh (Sheffield)	Choi, Ryu, Shin (Korea)	Brem, Gort (Appeldorn)	Beckmann, Scholz (Clausthal)	Santos (Stockholm)
Gegenstrom- Realanlage Mülldurchsatz: 20000 kg/h	Mittelstrom- Realanlage Mülldurchsatz: 12500 kg/h	Mittelstrom- Laboranlage Mülldurchsatz: ~ 500 kg/h	Gegenstrom- Laboranlage Mülldurchsatz: ~ 500 kg/h	Gegenstrom- Laboranlage Mülldurchsatz: 6700 kg/h

Tabelle 7.1.1: Übersicht der gegenübergestellten Literaturdaten

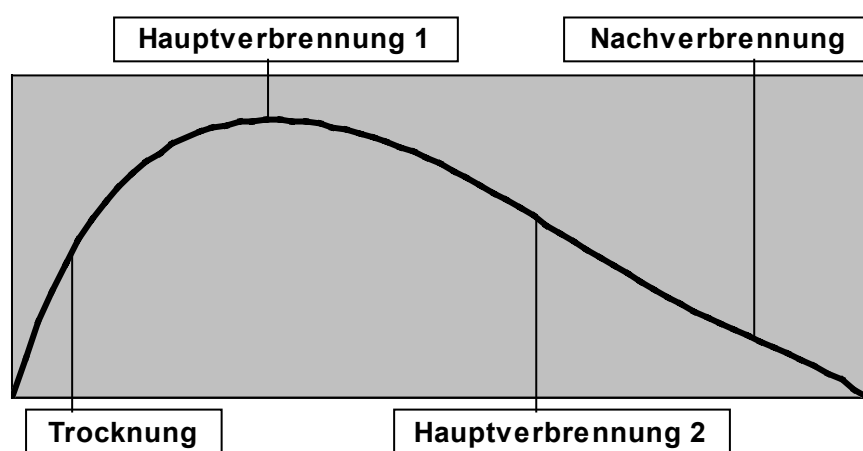


Bild 7.1.12: Vier Messbereiche auf der Müllbahn am Beispiel einer typischen Wärmefreisetzungsverteilung

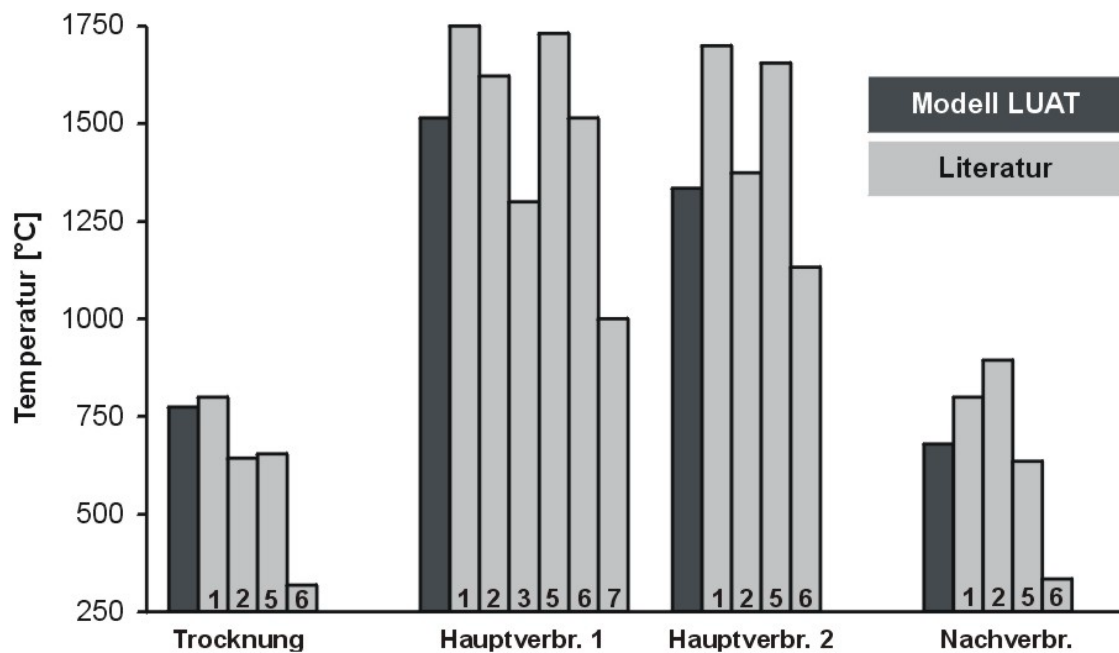


Bild 7.1.13: Temperaturen oberhalb der Müllschicht

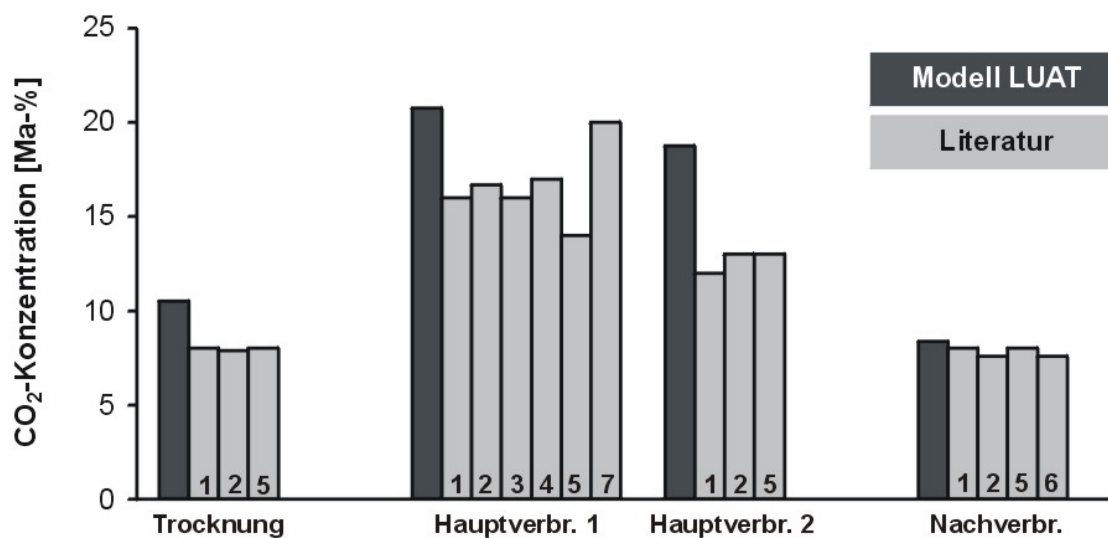
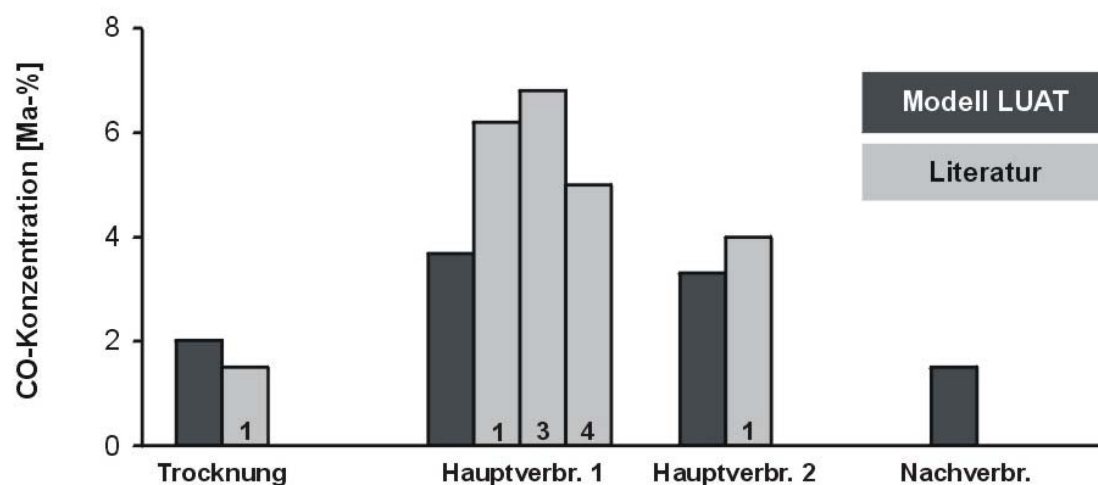
Bild 7.1.14: CO₂-Werte über der Mülloberfläche

Bild 7.1.15: CO-Werte oberhalb der Müllschicht

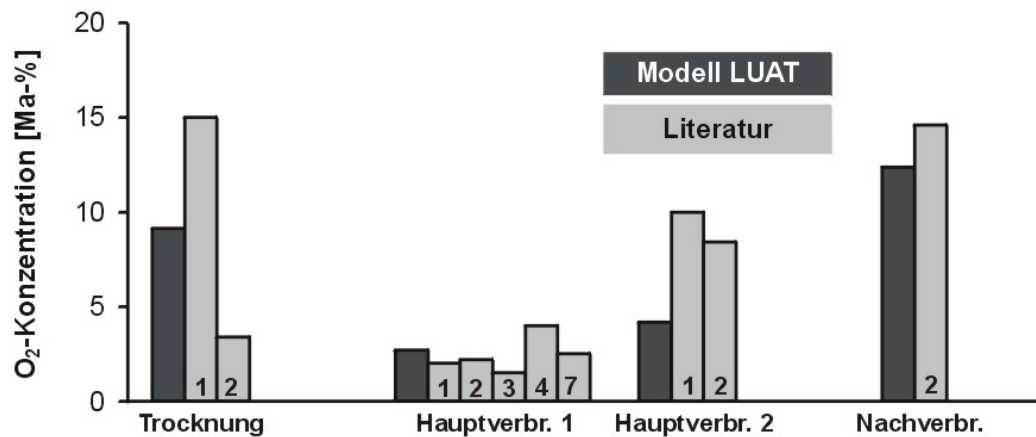


Bild 7.1.16: O_2 -Werte oberhalb der Müllschicht

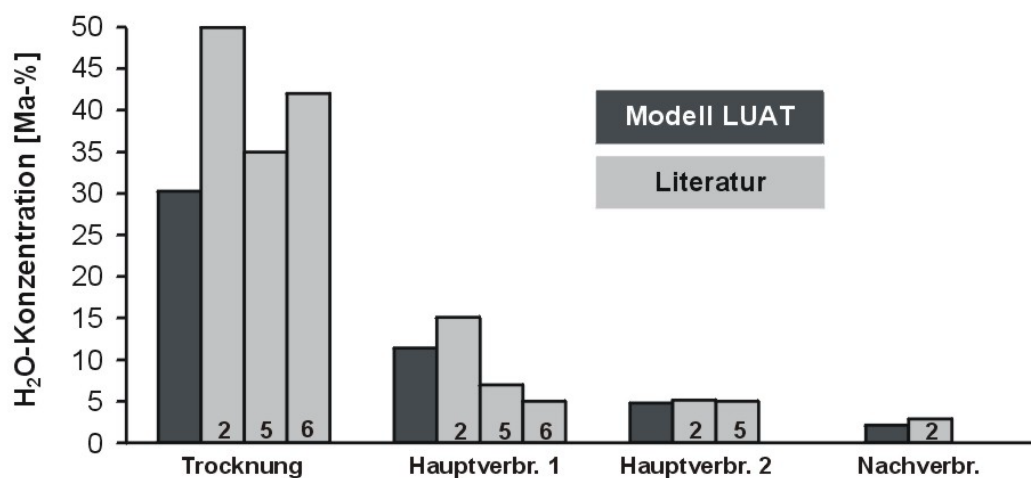


Bild 7.1.17: H_2O -Werte oberhalb des Müllbettes

Die Messwerte, welche sich auf insgesamt sieben Publikationen (nicht jede Größe wurde gemessen bzw. bestimmt) beziehen, basieren auf Müllzusammensetzungen, die teilweise stark vom deutschen Hausmüll abweichen. Die Messungen wurden darüber hinaus an kleinen Laboranlagen durchgeführt, bei denen sich die Verbrennungsvorgänge im Vergleich zu Großanlagen an lokalen Stellen deutlich unterscheiden können. Trotzdem liefert die Literaturrecherche einen Anhaltspunkt, dass die Modelle für die heterogene Verbrennung auf dem Rost tendenziell richtige Werte liefern. Sowohl die Temperaturen als auch die Spezieskonzentrationen liegen überwiegend im Bereich der Literaturwerte. In der Trocknungszone ist der Gehalt an H_2O bei den LUAT-Modellen etwas geringer, da bei den drei Literaturwerten ein Müll-Wassergehalt von über 40% zu Grunde gelegt wurde, was für deutsche Verhältnisse sehr hoch ist. Weiterhin fällt auf, dass der Gehalt an CO in der Hauptverbrennungszone bei den am LUAT simulierten Anlagen etwas niedriger ist und die CO_2 -Konzentrationen um einige Prozentpunkte höher liegen. Dies kann dadurch begründet werden, dass die Literaturwerte zum einen auf deutlich unterschiedliche Müll-Massenanteile an C und O basieren und zum anderen bei kleineren Technikumsanlagen mit unterschiedlicher globaler sowie lokaler Stöchiometrie gefahren wird.

7.2 Vorarbeiten

7.2.1 Sekundärluftdüsenanordnung

Das Ziel dieser Vorstudie war die Festlegung der Einzeldüsenkonfiguration bei den großen Modellanlagen. Es wurden insgesamt drei Düsenanordnungen anhand einer sehr einfachen Geometrie (vgl. Kapitel 6.1) hinsichtlich homogener Speziesverteilungen näher untersucht. In den Bildern 7.2.1 und 7.2.2 sind die Ergebnisse der Variante 1 für die beiden Boxer-Konzepte ("Prall" und "gekämmt") gegenübergestellt. Bild 7.2.3 zeigt den Einfluss von unterschiedlichen Eindringtiefen, Bild 7.2.4 vergleicht zwei Varianten für versetzte Düsen. Anhand von Vektorplots können die Eindringtiefen graphisch bestimmt und mit den aus Gleichung (2.3.1) berechneten Reichweiten verglichen werden (Bild 7.2.5).

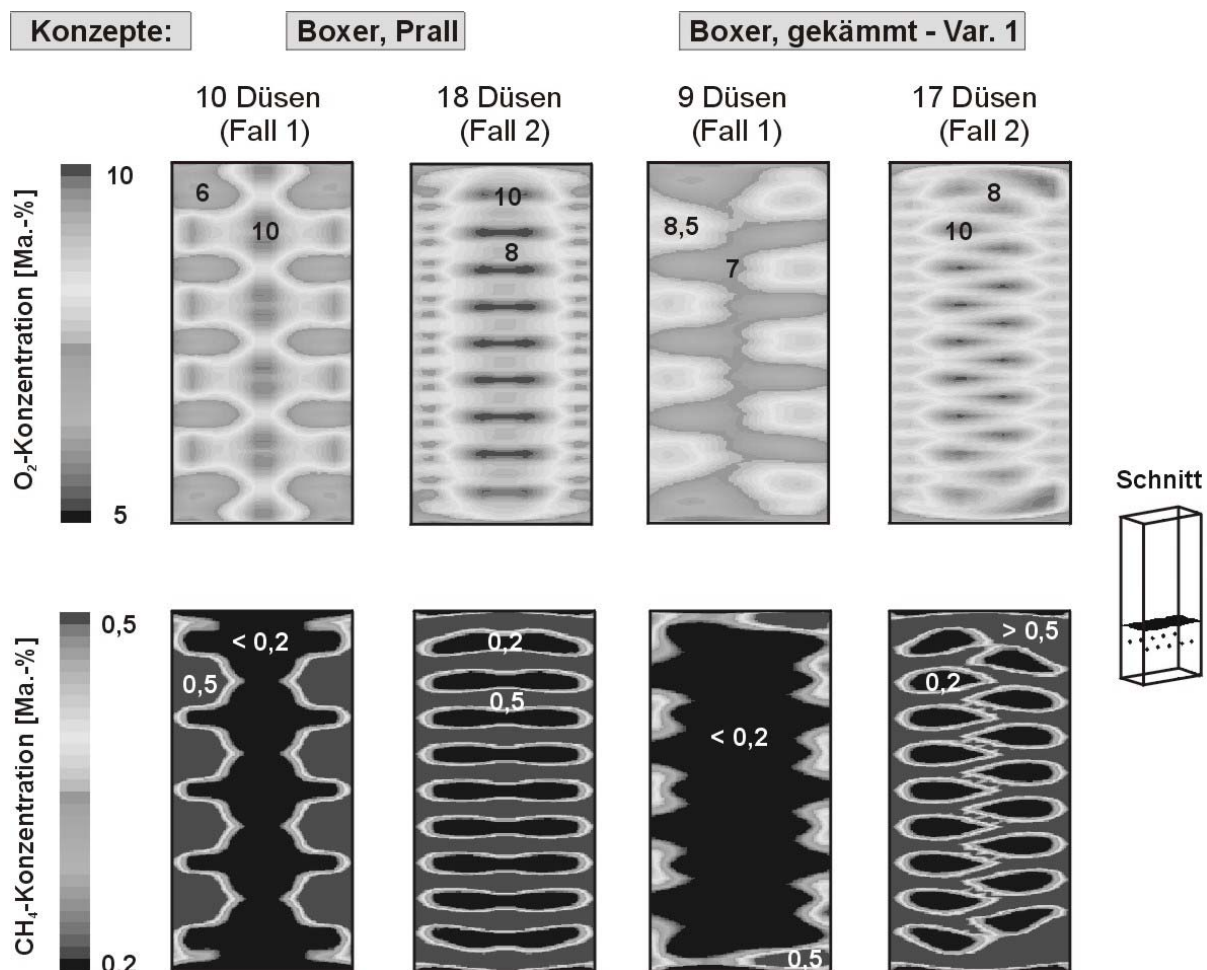


Bild 7.2.1: O_2 - und CH_4 -Konzentrationen im Querschnitt zu Beginn des 1. Zuges für gegenüberliegende und versetzte Düsen (Farbtafel im Anhang)

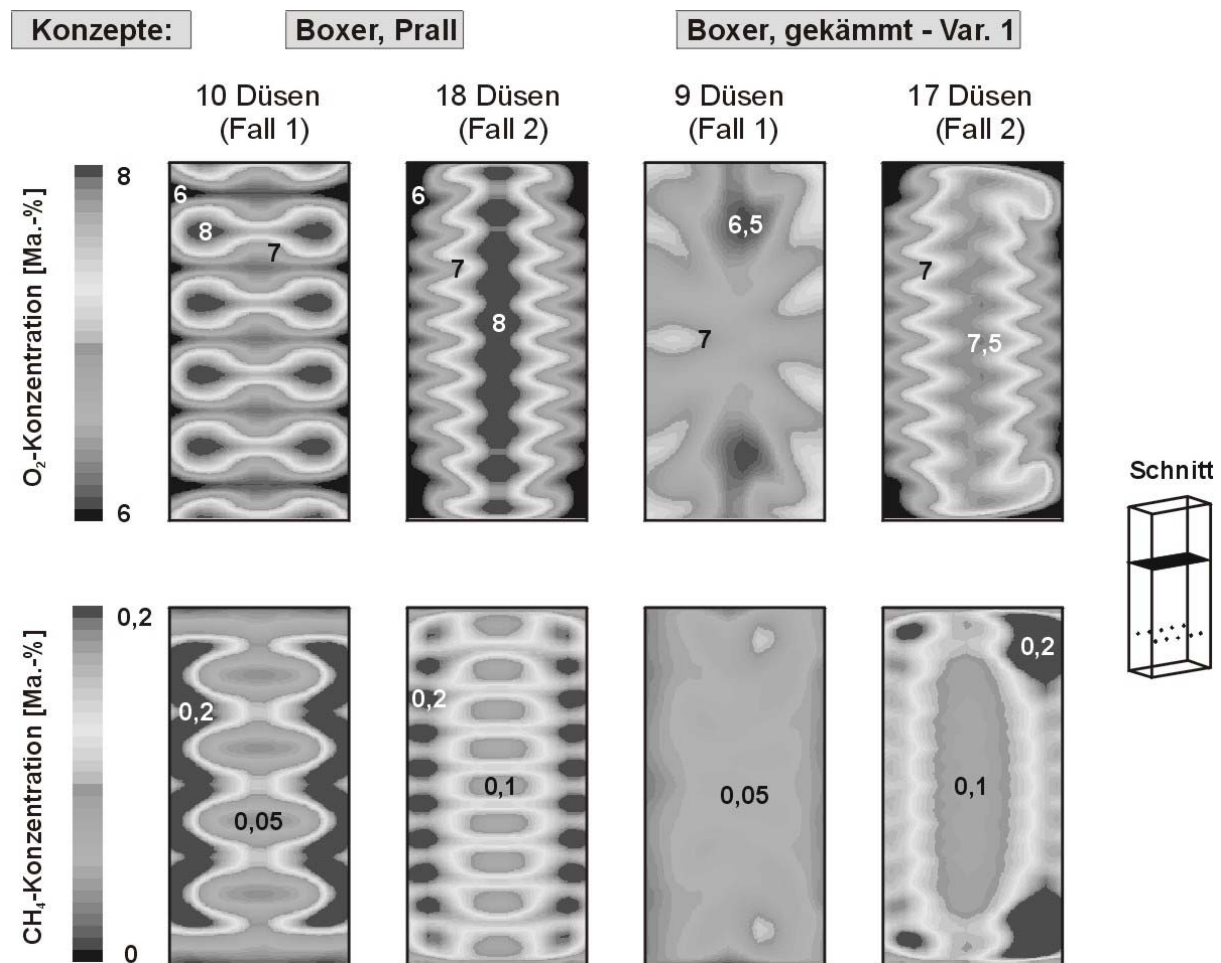


Bild 7.2.2: O₂- und CH₄-Konzentrationen im Querschnitt am Ende des 1. Zuges für gegenüberliegende und versetzte Düsen (Farbtafel im Anhang)

Die gleichmäßigsten Verteilungen ergeben sich für die insgesamt neun versetzten Düsen. Der Querschnitt wird hierbei durch die Luftstrahlen, die bis etwa zur Mitte hin reichen, fast völlig abgedeckt. Methan wird somit schnell zu Kohlendioxid umgesetzt. Dies wird ebenso in dem horizontalen Schnitt am Ende des Berechnungsgebietes bestätigt (Bild 7.2.2). Auch hier sind die Speziesfelder mit Abstand am homogensten.

Grundsätzlich kann anhand der Simulationsergebnisse gefolgert werden, dass sich versetzte Düsen im Vergleich zu gegenüberliegenden Düsen positiver auf die Verteilungen auswirken. Es wird zwar beim Boxer-Konzept "Prall" die gesamte Breite des Rauchgaszuges erfasst, allerdings sind zwischen den Düsen große Flächen zu erkennen, in denen praktisch keine Reaktion stattfindet, weil kein Sauerstoff dorthin transportiert wird.

Bei beiden Konzepten konnte beobachtet werden, dass bei geringerer Düsenanzahl (Fall 1) ein besserer Ausbrand erzielt wurde und die Verteilungen homogener waren. Grund hierfür ist die größere Austrittsgeschwindigkeit bei konstantem Volumenstrom, wodurch eine höhere Turbulenz, Mischwirkung und Eindringtiefe erzielt wird. Im Fall 2 findet die Oxidation praktisch ausschließlich in der Mitte innerhalb einer sehr schmalen Fläche statt. Zwischen den Düsen ist gerade bei der Anordnung mit den nicht gekämmten Strahlen vor allem kurz nach der Luftereindüngung praktisch keine Reaktion zu beobachten.

Bild 7.2.3 stellt O_2 -Konzentrationen für verschiedene Einstellungen bei dem Konzept mit gegenüberliegenden Düsen (Boxer, Prall) dar. Es wurde überprüft, ob sich verschiedene Eindringtiefen, die durch unterschiedliche Austrittsgeschwindigkeiten oder Düsendurchmesser realisierbar sind, positiv auf den Verbrennungsprozess auswirken.

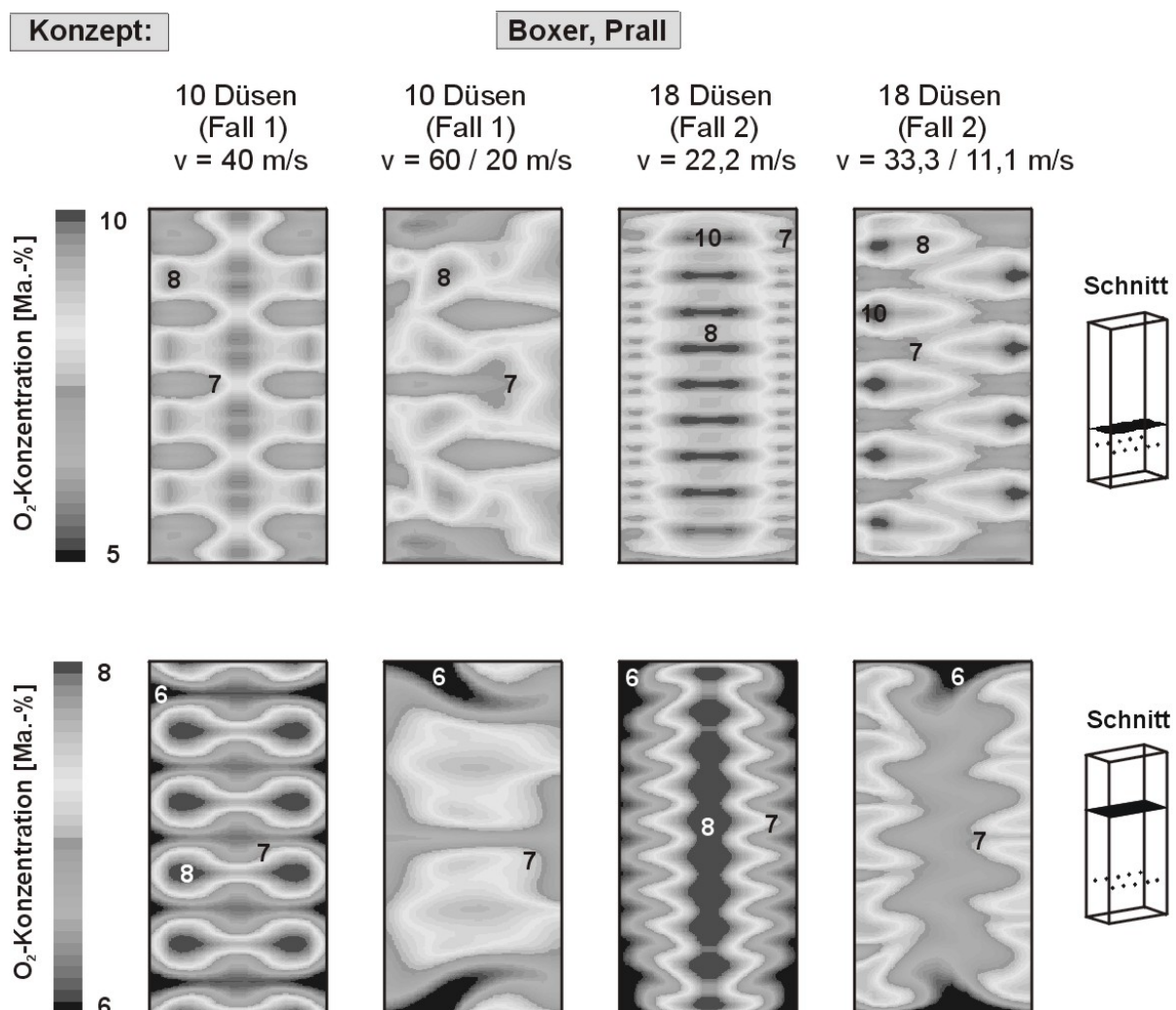


Bild 7.2.3: Einfluss einer unterschiedlichen Eindringtiefe auf die O_2 -Verteilung am Beispiel des Boxer-Konzeptes „Prall“ (Farbtafel im Anhang)

Anhand der Ergebnisse kann diese Fragestellung eindeutig bejaht werden. Bei abwechselnd kleinen und großen Eindringtiefen verbessert sich die Mischwirkung offensichtlich so weit, dass sich deutlich homogenere Verteilungen einstellen. Hervorzuheben ist allerdings, dass die Ergebnisse im Vergleich zu der Anordnung mit versetzten Düsen immer noch klar schlechter ausfallen.

Das Konzept mit den versetzten Einzeldüsen wird erst seit einigen Jahren und nur von einigen Betreibern eingesetzt. Es gibt grundsätzlich mehrere Möglichkeiten die Düsen anzuordnen. Allerdings fehlen nahezu jegliche Betriebserfahrungen. Im Rahmen dieser Vorstudie wurden zwei Varianten simulationstechnisch untersucht. Die bereits vorgestellten Ergebnisse für die 1. Variante waren schon sehr zufriedenstellend. Nachteilig war allerdings, dass die Düsenanzahl je Reihe nicht gleich ist, wodurch sich schnell horizontale Sekundärströmungen ergeben können. In Bild 7.2.4 ist die O_2 -Verteilung in der unteren und oberen Schnittebene für verschiedene Varianten dargestellt.

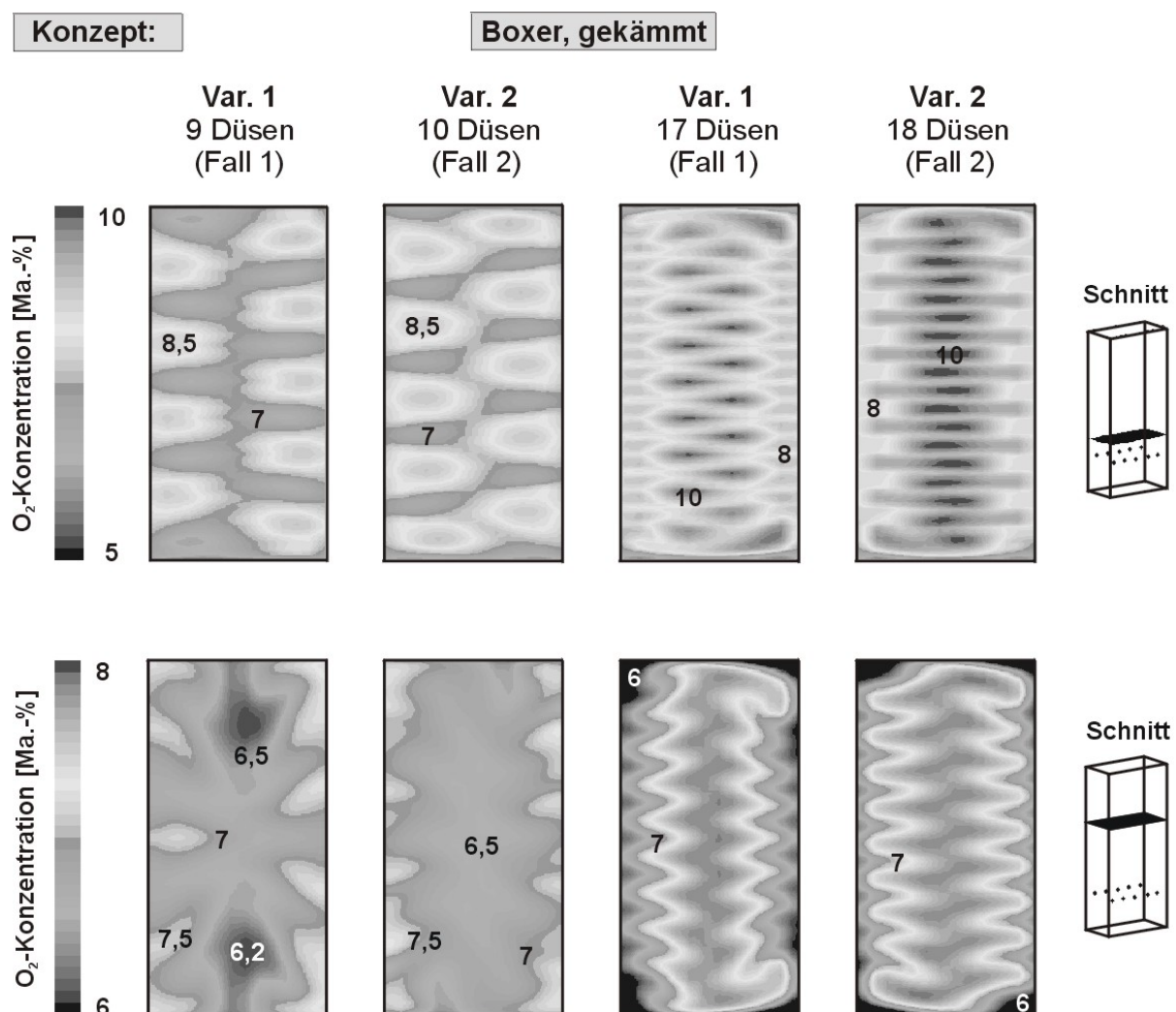


Bild 7.2.4: O_2 -Konzentrationen für zwei Varianten beim gekämmten Boxer-Konzept (Farbtafel im Anhang)

Die beiden dunklen Bereiche mit etwa 6,5 Ma-% am Ende des 1. Zuges sind typisch für solche Querströmungen. Die Verteilung für Variante 2 lässt diese Flächen nicht erkennen. Die Ergebnisse fallen im Vergleich zur 1. Variante zwar geringfügig besser aus, bei der Modellanlage wurde aber aus Symmetriegründen die Anordnung der Variante 1 gewählt.

Bild 7.2.5 zeigt für die beiden untersuchten Konzepte die Geschwindigkeitsverteilung in einem vertikalen Schnitt. Die gewählte Ebene schneidet die mittleren Düsen, sodass die Eindringtiefe anhand dieser Vektorplots graphisch bestimmt werden kann.

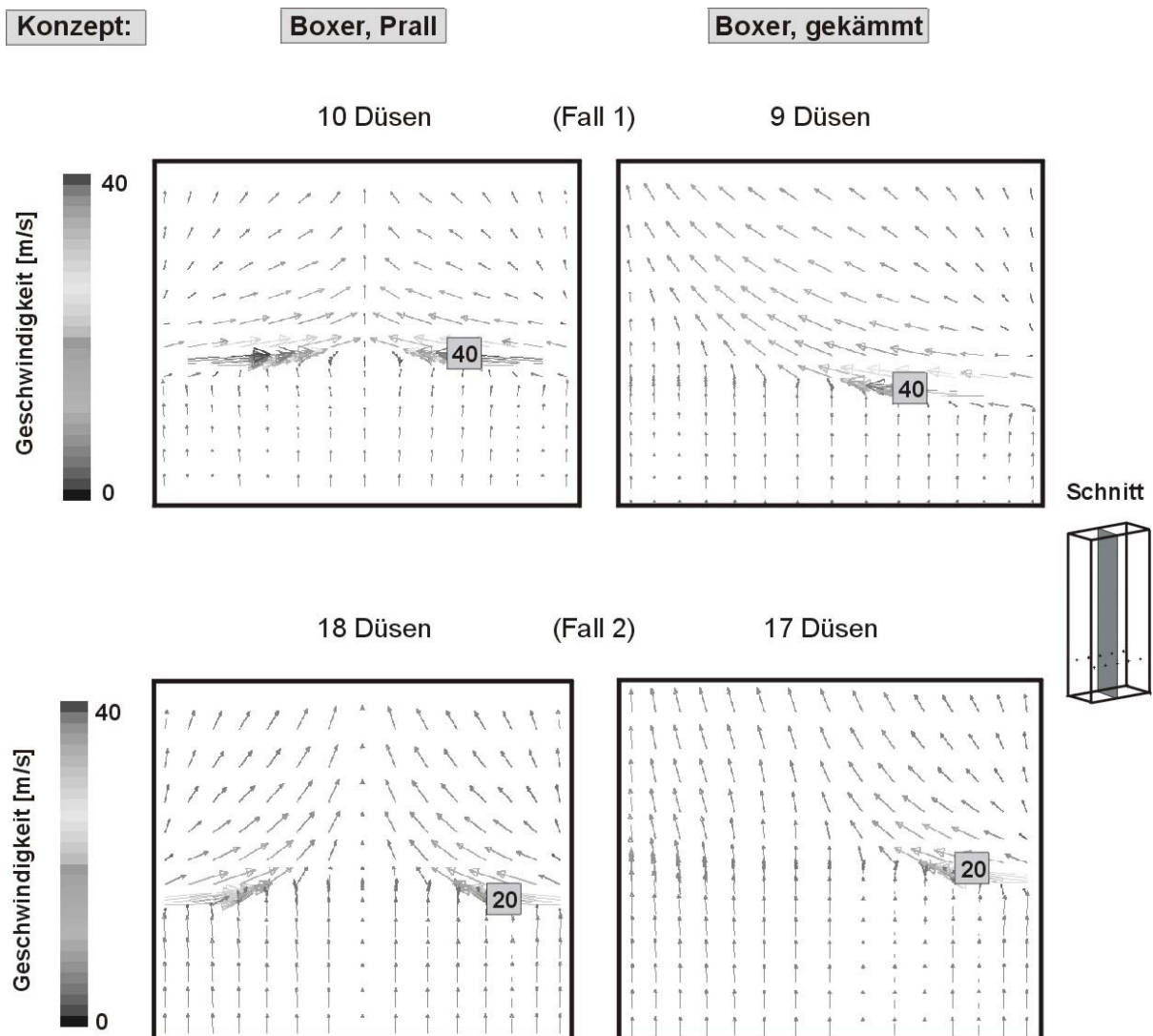


Bild 7.2.5: Vektordarstellung für einen vertikalen Schnitt durch die mittleren Düsen

Zunächst fällt beim nicht gekämmten Boxer-Konzept („Prall“) auf, dass die Luftstrahlen, wie erwartet, in der Mitte aufeinander prallen und sich dann zu einem Strahl vereinigen. Deshalb läuft die Oxidation auch praktisch nur in der Mitte ab. Bei der versetzten Düsenanordnung wird ein Einzelstrahl nicht durch einen anderen beein-

flusst oder abgelenkt. Somit wird auch hierbei immer noch genügend Sauerstoff zur gegenüberliegenden Seite hin transportiert. Theoretisch sollte der Strahl in einem 90° -Winkel nach oben hin von der Hauptströmung abgelenkt werden, wie auch in Kapitel 2.3 in Bild 2.3.11 vorgestellt wurde. Unter den spezifischen Randbedingungen einer Müllverbrennungsanlage, nämlich kleine Rauchgas- und große Sekundärluftdüsendgeschwindigkeiten, lässt sich diese 90° -Ablenkung nicht erkennen.

Etwa bis zur Mitte hin erfolgt im Fall 1 eine horizontal gerichtete Eindüsung. Diese Reichweite (1,0 m) kann man mit der theoretischen Eindringtiefe nach Gleichung (2.3.1) in Relation setzen. Ausgelegt war eine Eindringtiefe von 1,2 m. Für den Fall 2 lässt sich eine Eindringtiefe von ca. 0,5 m erkennen. Die berechnete Reichweite betrug 0,45 m. Beide Eindringtiefen werden also in erster Näherung durch die Simulation bestätigt.

Ebenso zur Überprüfung der Abbildungsgüte erscheint ein Vergleich mit den numerisch und experimentell bestimmten Eindringtiefen von WEBER (vgl. Kapitel 2.3) als sinnvoll. Die numerisch berechneten horizontalen Geschwindigkeiten in der Nähe der Eindüsungsstelle, die sich bei den WEBER-Randbedingungen (Eintrittsgeschwindigkeit = 110 m/s, Düsendurchmesser = 10 mm) ergeben, sind in Bild 7.2.6 dargestellt.

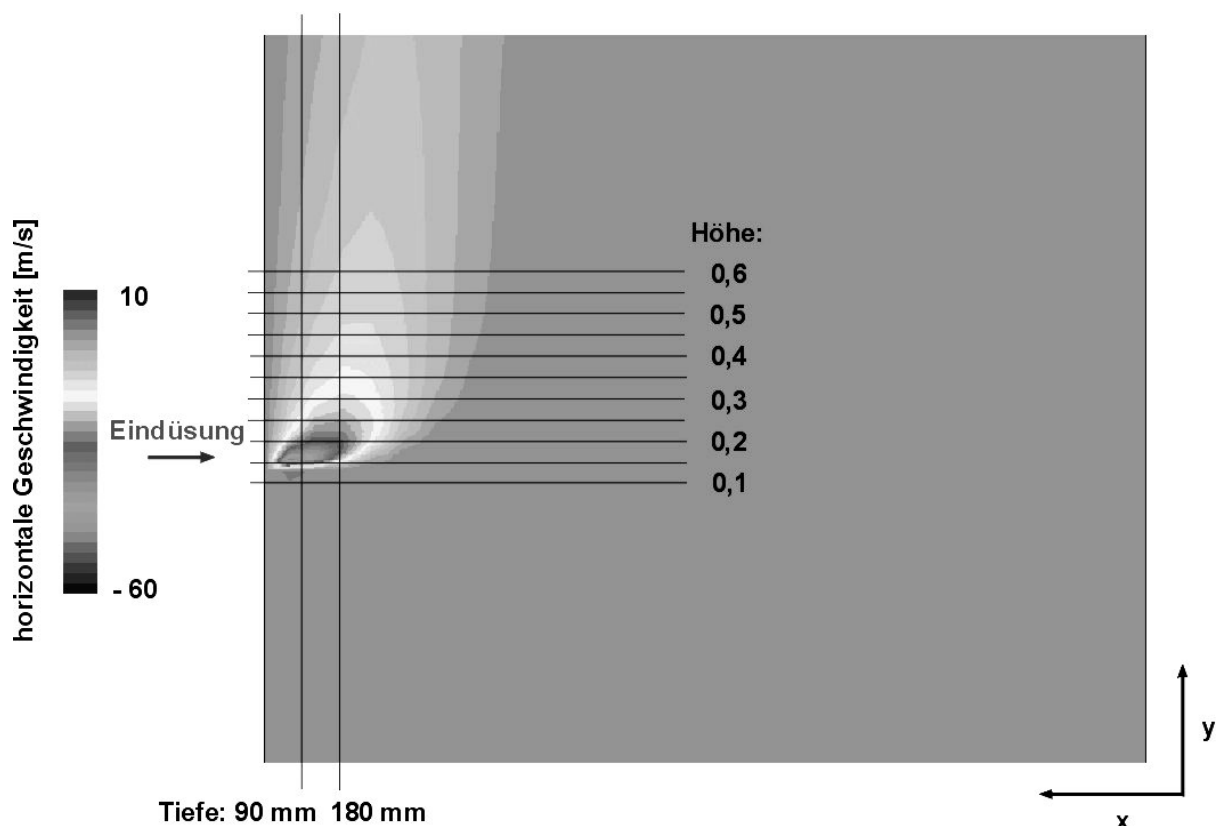


Bild 7.2.6: Horizontale Geschwindigkeiten in der Nähe der Sekundärlufteindüsung (Farbtafel im Anhang)

Werden die im Rahmen dieser Vorstudie numerisch berechneten Geschwindigkeiten in die Diagramme von WEBER (vgl. Kapitel 2.3) übertragen, ergeben sich folgende Darstellungen (Bild 7.2.7).

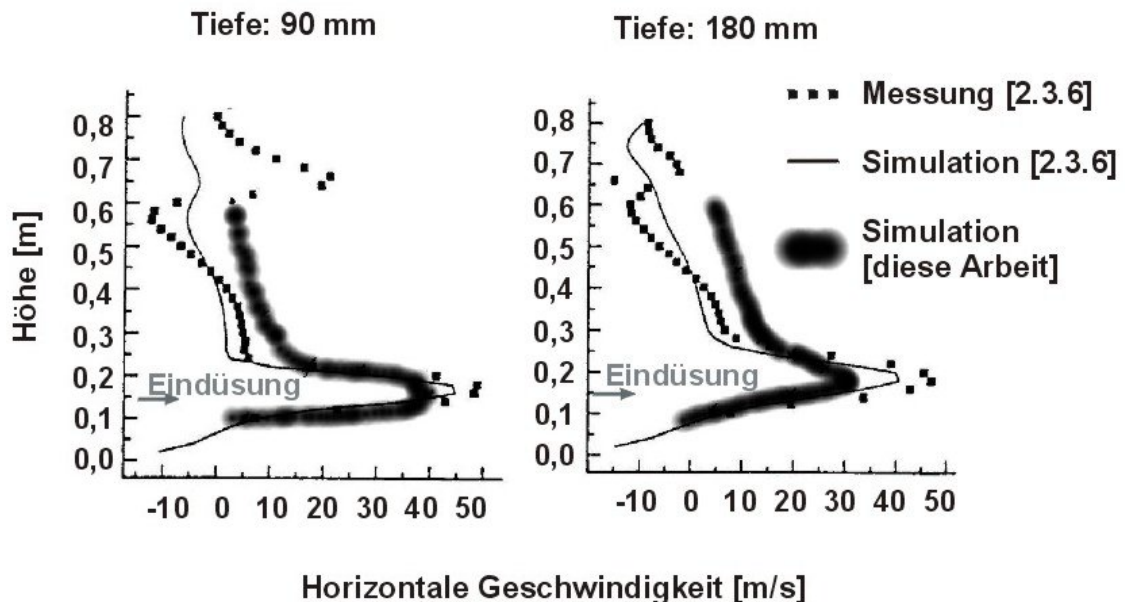


Bild 7.2.7: Vergleich mit den von WEBER [2.3.6] bestimmten Geschwindigkeiten

Der Vergleich zeigt, dass die mit FLUENT numerisch berechneten Geschwindigkeiten mit den Untersuchungen von Weber korrelieren. Die Spitzengeschwindigkeit wird relativ gut abgebildet und auch die rapide Geschwindigkeitsabnahme mit der Höhe kann deutlich nachvollzogen werden. Es kann also davon ausgegangen werden, dass die Sekundärlufteindüsung näherungsweise korrekt abgebildet wird.

7.2.2 Symmetrierandbedingungen

An der Mittelstrom-Modellanlage wurden zunächst simulationstechnische Voruntersuchungen durchgeführt. Prinzipiell reicht es bei symmetrischen Geometrien aus, nur eine Anlagenhälfte abzubilden, um die Zellenanzahl und die Berechnungszeit drastisch zu senken. Es traten aber in den letzten Jahrzehnten vereinzelt numerische Probleme an den spiegel- und rotationssymmetrischen Zonen auf, sodass zunächst der Beweis erbracht werden sollte, dass die abweichenden Ergebnisse bei Verwendung einer Symmetrieebene vernachlässigbar klein sind.

In den Bildern 7.1.8 - 7.2.9 sind am Beispiel der Mittelstromfeuerung für zwei Ebenen ($H = +10$ und $+22$ m) die horizontalen Temperatur-, Sauerstoff- und CO-Verteilungen, die bei einer vollständigen Anlagenabbildung und beim Einsatz einer Symmetrierandbedingung (Abbildung von einer Anlagenhälfte) erzielt worden sind, direkt gegenübergestellt.

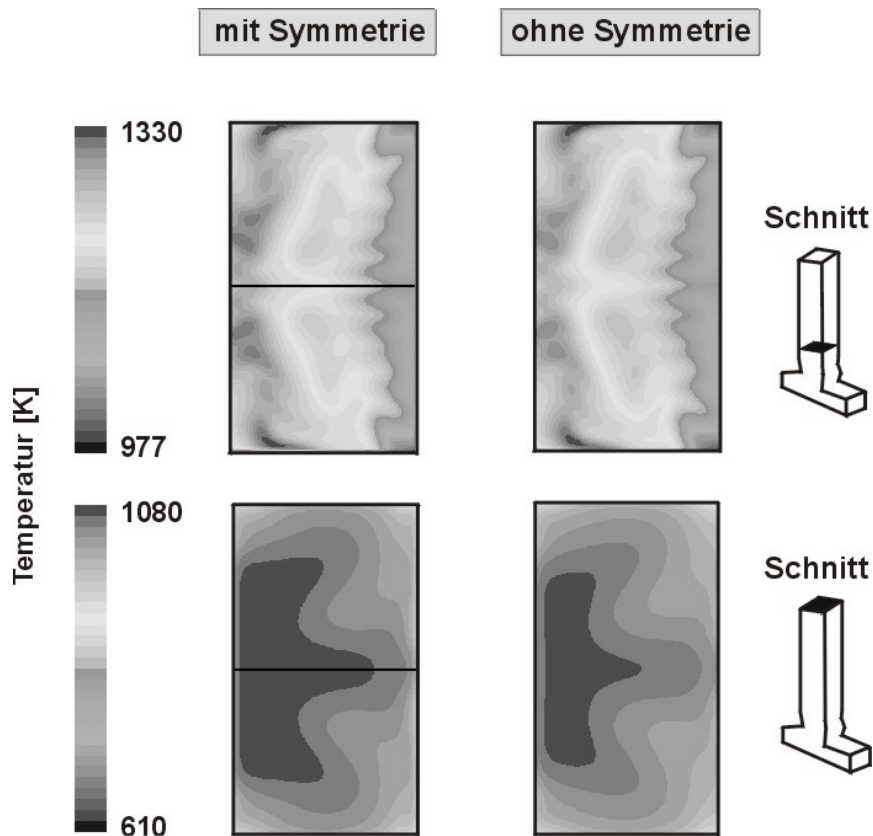


Bild 7.2.8: Berechnete Temperaturen (Einfluss der Symmetrieebene)

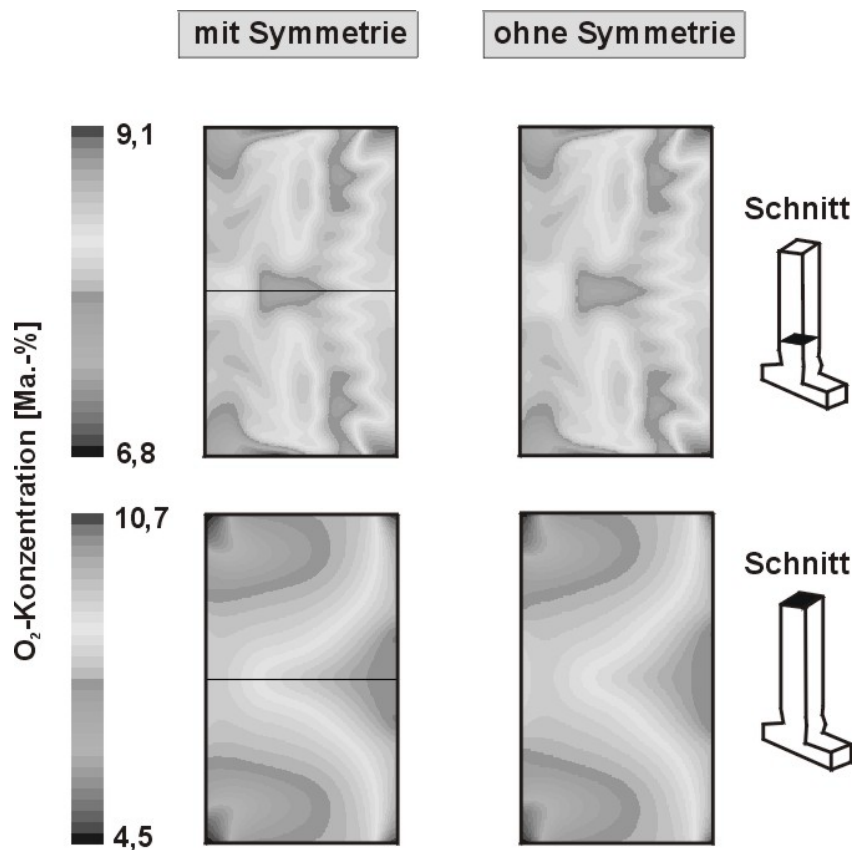


Bild 7.2.9: Berechnete O₂-Gehalte (Einfluss der Symmetrieebene)

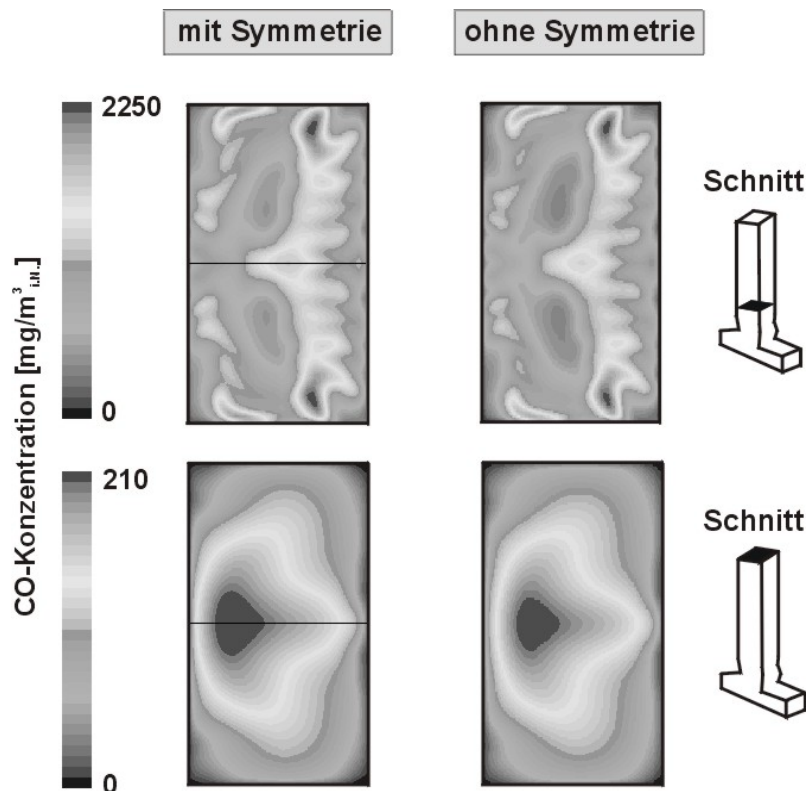


Bild 7.2.10: Berechnete CO-Gehalte (Einfluss der Symmetrieebene)

Die Verteilungen unterscheiden sich bei Verwendung einer Symmetrieebene im Vergleich zur vollständigen Geometrieabbildung nur unwesentlich. Eine andere Zellenanzahl bedeutet grundsätzlich, dass die Gitter unterschiedlich sind und die numerisch berechneten Werte daher etwas voneinander abweichen. Die Unterschiede sind aber anhand der Simulationsergebnisse unbedeutend klein. Die größte Abweichung ist in der oberen Ebene (+22 m) bei den Temperaturen zu erkennen (Bild 7.2.8). Aber auch hier beträgt die Differenz weniger als eine Graustufe, welche etwa 15 K entspricht. Es kann also davon ausgegangen werden, dass die numerischen Lösungen an den Symmetrierandbedingungen in FLUENT korrekt sind. Daher wurden die weiteren Anlagen spiegelsymmetrisch abgebildet. Die Zellenanzahl konnte durch diese Vereinfachung auf etwa die Hälfte verringert werden. Die Folge war eine deutliche Reduzierung der Rechenzeit.

7.2.3 Schütthöhenberechnung mit PFC

In Kapitel 6 wurde bei der Anlagenbeschreibung erwähnt, dass für die Modellanlage eine Schütthöhe im vorderen Bereich von 600 mm und am Rostende von 100 mm angenommen wurde. Diese Daten wurden mit Hilfe des "Particle Flow Codes" der Firma Itasca [4.7.2] gewonnen. Zwar kann dieses Programm im jetzigen Status noch keine Abbrandvorgänge erfassen, d.h. die Partikel schrumpfen auf dem Rost nicht, trotzdem ist eine grobe Abschätzung der Schütthöhe mit dieser Methode möglich. Es

wurde die Durchmischung eines 4,5 x 3 m Vorschubrostes simuliert, bei dem vier Rostelemente beweglich und fünf Elemente starr gewesen sind. Die Roststabgeschwindigkeit hatte einen für Müllverbrennungsroste typischen Wert von 0,01 m/s. Es wurden Partikel mit einem Durchmesser von 50 - 200 mm generiert, die auf Grund der Roststabbewegung zum Entascher transportiert wurden. Die Ergebnisse nach einer Berechnungszeit von einer Stunde sind in Bild 7.2.11 dargestellt.

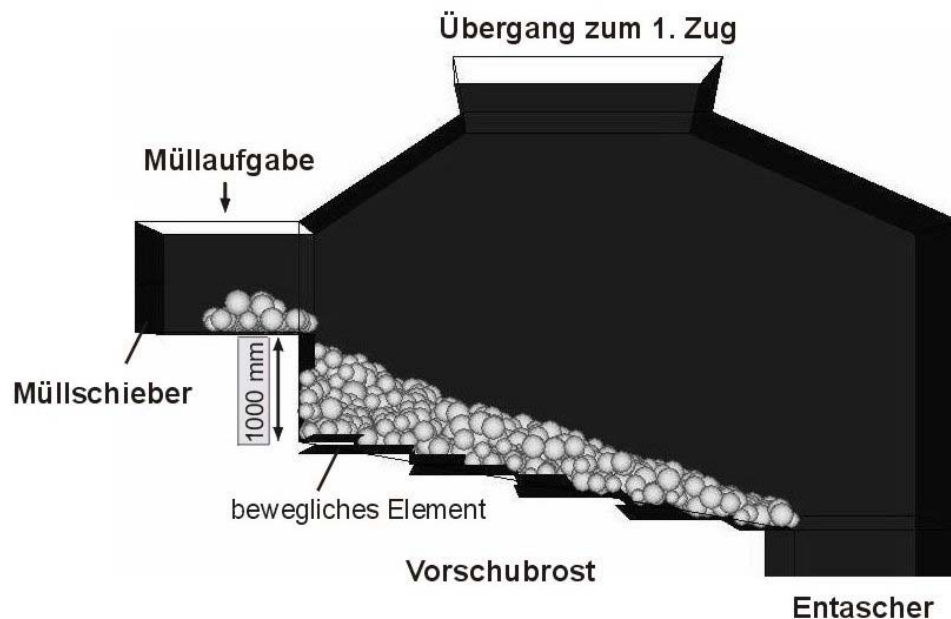


Bild 7.2.11: Berechnete Kugelschüttung für einen Vorschubrost

Anhand der berechneten Kugelschüttung ist zu erkennen, dass die Schütthöhe zu Beginn des Rostes wesentlich größer ist als am Rostende. Die Schütthöhe nimmt kontinuierlich ab, sodass für die CFD-Berechnungen eine lineare Verbindung von maximaler zu minimaler Schütthöhe gewählt wurde. Am Rostanfang beträgt die Schütthöhe ca. 500 - 700 mm, am Rostende etwa 100 mm.

7.3 Hauptuntersuchungen an den Modellanlagen

7.3.1 Feuerraumgeometrie

Bei gleicher thermischer Leistung wurden die Feuerraumkonzepte "Gleich-, Gegen- und Mittelstrom" simulationstechnisch untersucht. Für eine Optimierung war das Hauptaugenmerk vor allem auf gleichmäßige Strömungs-, Spezies- und Temperaturverteilungen gerichtet. Vergleiche von absoluten Temperatur-, O₂- und CO-Niveaus im Feuerraum und in der Nachbrennkammer sollten die systemabhängigen Unterschiede aufzeigen.

Die konventionelle Art der Sekundärluftzuführung, nämlich die Eindüsung der Sekundärluft von den Feuerraumwänden und -decken, wurde in naher Vergangenheit durch neue Feuerraum- und Sekundärluftkonzepte modifiziert. Viele ältere Verbrennungsanlagen, teilweise auch Neuanlagen, wurden für die Gleichstrombetriebsweise konzipiert. Hierbei ist mindestens eine Sekundärluftdüsenreihe in der Feuerraumdecke angeordnet, die anderen Düsen befinden sich in der "Umlenknase" sowie in der Stirn- und Rückwand. Für die in Kapitel 6.2 vorgestellten Betriebs-, Anlagen- und Simulationsdaten der Gleichstromfeuerung (vgl. Tabellen 6.2.2, 6.2.4, 6.2.13) ergaben sich die in Bild 7.3.1 dargestellten vertikalen Verteilungen.

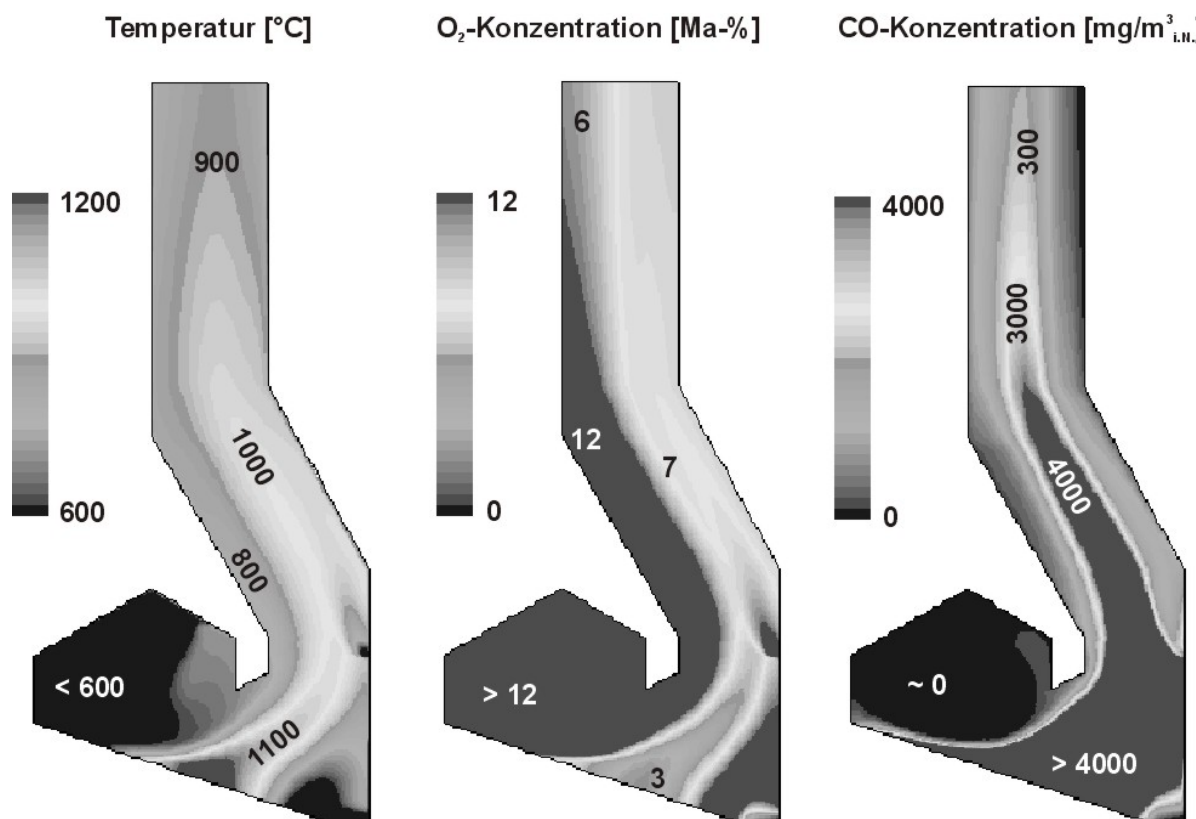


Bild 7.3.1: Gleichstrom-Simulationsergebnisse (klassisches Sekundärluftdüsen-Konzept, Schnitt durch die Symmetrieebene, Farbtafel im Anhang) [1.26]

Die Hauptströmung wird sich auf Grund der Geometrie schnell an die Feuerraumrückwand im Schrägzug anlegen, wodurch an dieser Stelle hohe Temperaturen und niedrige O₂-Konzentrationen entstehen. Ein großer O₂-Überschuss kann unterhalb der Feuerraumdecke beobachtet werden. Die Hauptverbrennungszone liegt bei Gleichstromfeuerungen relativ weit am Ende des Rostes, sodass nur ein sehr geringer Ausbrand mit moderater CO- und C_xH_y-Freisetzung im vorderen Teil erfolgt. Für den Bereich unterhalb der Feuerraumdecke reicht daher schon eine viel geringere Menge an Sauerstoff aus, um die Pyrolysegase zu oxidieren und die Feuerraumdecke zu kühlen. Der restliche Sekundärluftanteil sollte nach den

Simulationsergebnissen besser am Beginn der Nachbrennkammer zugeführt werden, weil der Sauerstoff genau dort für den CO- und C_xH_y -Ausbrand benötigt wird. Ansonsten werden die O_2 -Moleküle zeitlich und räumlich gesehen den CO-Molekülen immer hinterherlaufen. Die CO-Verteilung lässt dies auch erkennen. Die CO-Strähne, die sich von der Hauptverbrennungszone aus gebildet hat, wird praktisch durch keine der Sekundärluftdüsenreihen beeinflusst. Es findet nur eine sehr geringe Oxidation des Kohlenmonoxids statt, weil die Sauerstoffmenge zu gering und die Vermischung von CO und O_2 nicht gleichmäßig ist. Der Gehalt an CO ist mit deutlich über $1000 \text{ mg/m}^3_{i.N.}$ für den hinteren Teil des 1. Zuges überdurchschnittlich hoch.

Der Rohmüll wird heutzutage oftmals vorsortiert und brennt vorwiegend bereits im vorderen Bereich des Rostes aus. Neuere Anlagen wurden daher häufig für Gegen- oder Mittelstrombetriebe konzipiert. Temperatur-, CO und O_2 -Verteilungen in vertikalen und horizontalen Schnitten sowie Stromlinien sind für die drei Feuerraumkonzepte in den Bildern 7.3.2 - 7.3.6 direkt gegenübergestellt. Bild 7.3.2 zeigt zunächst O_2 -Verteilungen für die Symmetrieebene des Feuer- und Nachbrennraumes.

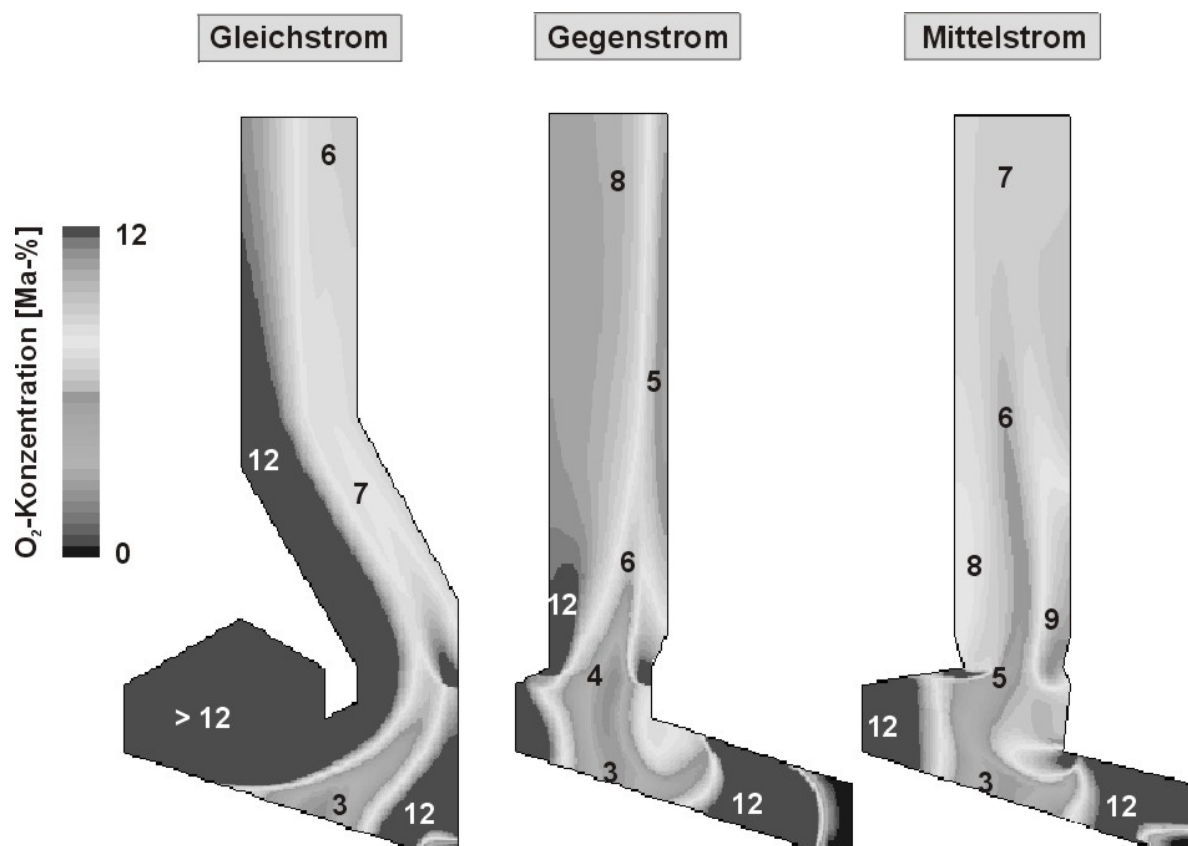


Bild 7.3.2: Berechnete O_2 -Gehalte für das klassische Sekundärluftdüsen-Konzept (Schnitt durch Symmetrieebene, Farbtafel im Anhang) [1.26]

Die potentielle Gefahr, dass sich die Hauptströmung an eine der Feuerraumwände anlegen kann, ist bei der Gleichstromfeuerung am größten. An der Kesselstirnwand sind bei dieser Feuerungsart im Vergleich zur Rückwand deutlich höhere O_2 -Konzentrationen zu erkennen. Diese hohe Ungleichverteilung ist bei den beiden anderen Feuerraumgeometrien zumindest in der Symmetrieebene nicht zu beobachten. Negativ ist aber bei diesen Konzepten zu bewerten, dass eine " O_2 -Mangel-Strähne" von der Hauptverbrennungszone bis etwa zur Mitte des 1. Zuges existiert. Am Ende des 1. Zuges ist das O_2 -Feld allerdings für beide Geometrien recht homogen. Bei der Mittelstromfeuerung kann sogar ein nahezu konstanter Wert von 7 Ma-% beobachtet werden.

Bild 7.3.3 zeigt CO-Verteilungen für einen horizontalen Schnitt im unteren Bereich des 1. Zuges ($H = +10$ m). Aus dem Vergleich der CO-Niveaus kann gefolgert werden, ob die Nachverbrennungsreaktionen kontrolliert und gleichmäßig ablaufen bzw. wie gut die Vermischung der Sekundärluft mit dem Rauchgas ist.

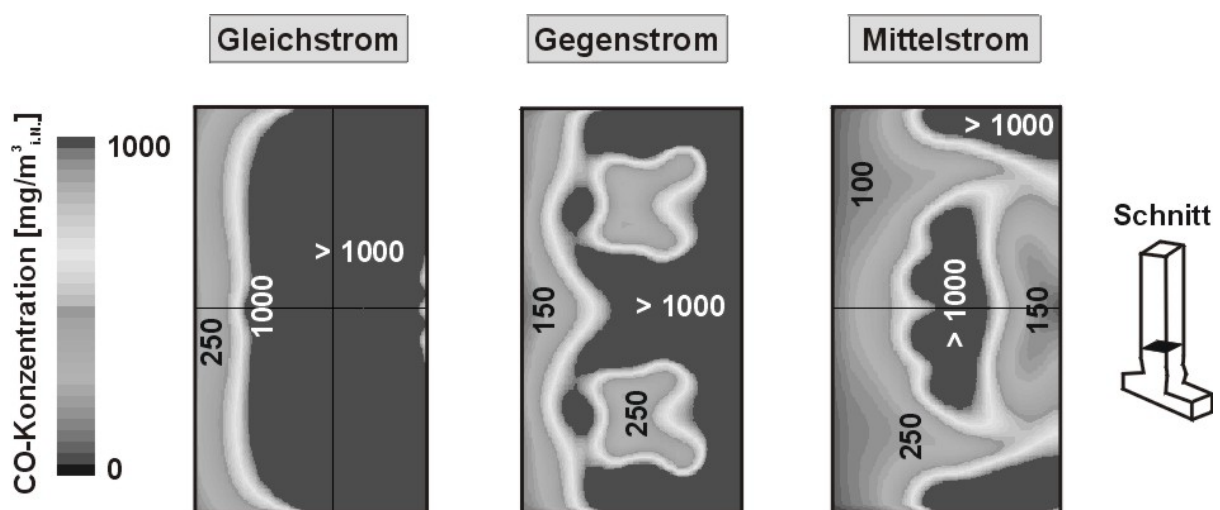


Bild 7.3.3: Vorhergesagte CO-Gehalte beim klassischen Sekundärluftdüsen-Konzept (horizontaler Schnitt, Beginn 1. Zug, Farbtafel im Anhang) [1.26]

Nach den Simulationsergebnissen erfolgt am Eintritt in den 1. Zug die beste Vermischung bei der Mittelstromfeuerung. Die CO-Gehalte sind im Vergleich zur Gegen- und Gleichstromfeuerung deutlich niedriger. Gegenüber der Gegenstromfeuerung ist das durchschnittliche Niveau etwa um 30% geringer, im Vergleich zum Gleichstrom ergibt sich sogar ein fünffacher Unterschied.

Die vorhergesagten Temperaturen für die horizontale Ebene zu Beginn des 1. Zuges sind in Bild 7.3.4 dargestellt. Für das Ende des Berechnungsgebietes ($H = +22$ m) sind die horizontalen O_2 -Verteilungen in Bild 7.3.5 aufgeführt.

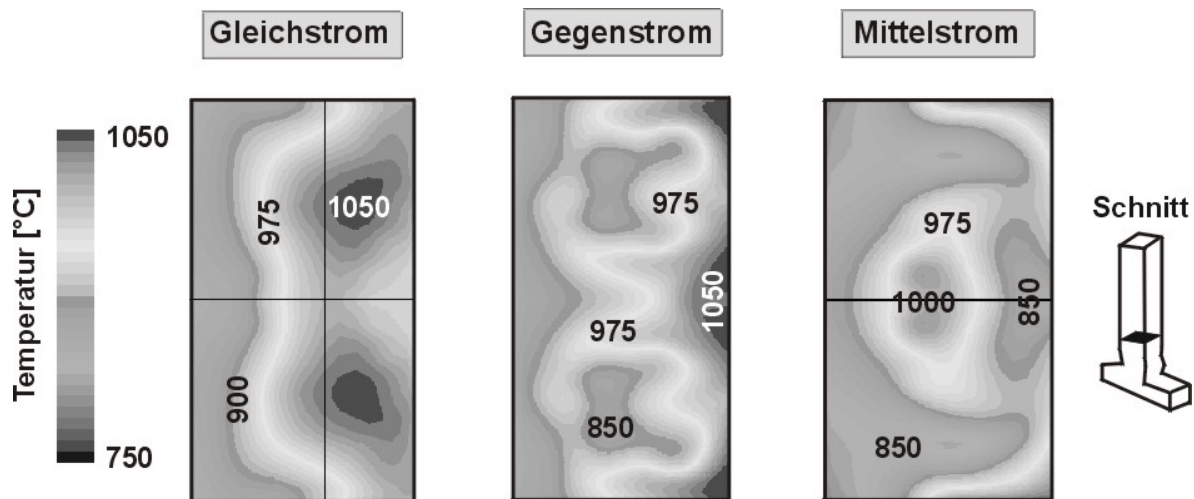


Bild 7.3.4: Berechnete Temperaturen für das klassische Sekundärluftdüsen-Konzept (Querschnitt, Beginn 1. Zug, Farbtafel im Anhang) [1.26]

Der Temperaturgradient ist für die gewählte Ebene bei allen drei Systemen relativ hoch. Am homogensten ist das Temperaturfeld bei der Mittelstromfeuerung. Aber auch hier ist im Bereich der Symmetrieebene ein Temperaturunterschied von etwa 150 K zu erkennen, was für einen Anlagenbetrieb eigentlich zu groß wäre. Bei Gleichstrom- und teilweise auch Gegenstromfeuerungen machen sich grundsätzlich die Anströmungen der Nachbrennkammer häufig negativ bemerkbar. Insbesondere bei der Gleichstromgeometrie entstehen durch die Umlenkung Sekundärströmungen innerhalb einer Ebene. Das Resultat sind ungleichmäßige Hauptströmungen, welche die in Bild 7.3.4 sichtbaren "Nieren" im Temperaturfeld erzeugen. Je nach Geschwindigkeitsfeld und Verweilzeit können die Temperaturen an vorwiegend zwei lokalen Stellen deutlich größer oder kleiner sein als die mittlere Temperatur.

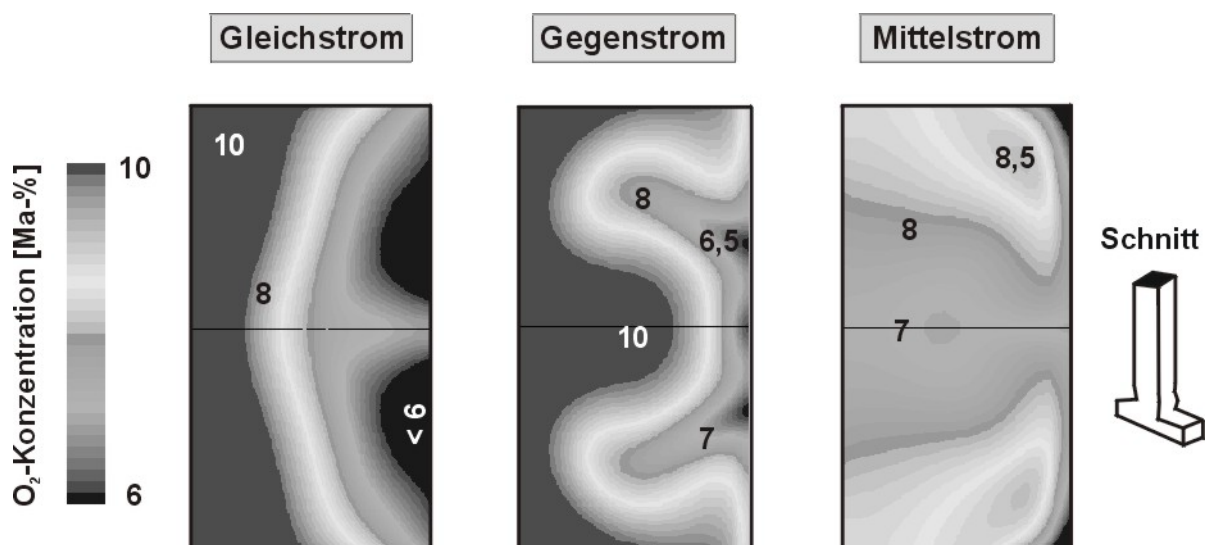


Bild 7.3.5: Berechnete O₂-Gehalte für das klassische Sekundärluftdüsen-Konzept (horizontaler Schnitt, Ende 1. Zug, Farbtafel im Anhang) [1.26]

Im gesamten 1. Zug war die Vermischung zwischen Verbrennungsluft und Rauchgas bei der Mittelstromfeuerung am besten. Bei der Gegen- und Gleichstromfeuerung sind lokale O_2 -Gehalte von über 9% und unter 7% zu erkennen. Für den Ort dieser Ebene (am Ende des 1. Zuges) ist die Differenz zwischen maximaler und minimaler O_2 -Konzentration überraschend hoch. Bei der Mittelstromfeuerung verringert sich der Gradient zwar deutlich, sehr homogen sind die Verteilungen allerdings auch nicht.

Die Ursache der ungleichmäßigen Verteilungen liegt, wie schon angedeutet, in erster Linie am Strömungsfeld. Bild 7.3.6 zeigt daher Stromlinien, welche die Gasphasen-Hauptströmungen visualisieren. Als Ausgangspunkt für die insgesamt 60 Stromlinien (über den Rost als auch in der Tiefe verteilt) wurde die Müllbetttoberfläche gewählt.

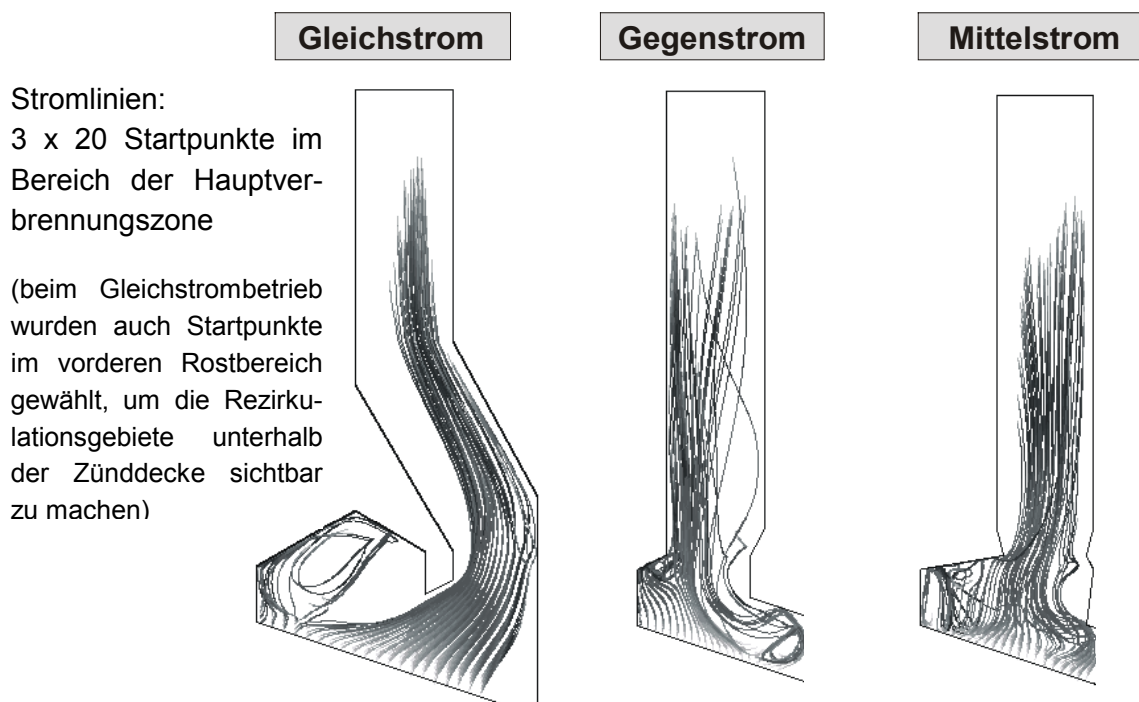


Bild 7.3.6: Stromlinien zur Visualisierung der Hauptströmung [1.26]

Bei der Gleichstromfeuerung ist deutlich die Neigung zu erkennen, dass sich die Hauptströmung an die Wand anlegen kann. Unter der Feuerraumdecke und in der Nähe der Kesselstirnwand des 1. Zuges ergeben sich Rezirkulations- bzw. Totzonen, die ungleichmäßige Verteilungen resultieren lassen. Ein verbessertes Strömungsfeld ist bei der Gegenstromfeuerung zu finden. Allerdings fallen auch hier zwei kritische Stellen auf. Durch die Ansaugung von Rauchgas zwischen den in der hinteren Feuerraumdecke befindlichen Düsen, bildet sich ein relativ großer Wirbel im Feuer- raum aus, der die Hauptströmung zur Kesselvorderwand hin ablenkt. Im Gegensatz zur Gleichstromgeometrie bildet sich nun an der Kesselrückwand eine Rezirkulationszone aus, was ebenso zu inhomogenen Verteilungen führt. Die homogenste Be- aufschlagung bildet eindeutig der Mittelstrombetrieb. Mit Ausnahme der Wandbe- reiche im 1. Zug ist der komplette Querschnitt praktisch gleichmäßig abgedeckt.

Grundsätzlich sehen die numerisch berechneten Verteilungen für die Mittelstromfeuerung im Vergleich zu den beiden anderen Feuerraumgeometrien homogener aus. Trotzdem sind auch hier einige negative Punkte erkennbar, sodass die Mittelstromfeuerung in Kombination mit dem konventionellen Sekundärluftzuführungskonzept eindeutig noch weiter optimiert werden kann.

7.3.2 Wärmefreisetzungsverlauf auf dem Rost

In Kapitel 7.3.1 wurde deutlich aufgezeigt, dass bei der Gleichstromfeuerung noch Optimierungsbedarf hinsichtlich homogener Temperatur-, Geschwindigkeits- und Konzentrationsverteilungen besteht. Grundlage der Simulationsergebnisse in Kapitel 7.3.1 war, dass der Ausbrand sehr spät auf dem Rost erfolgt, was noch vor einigen Jahren auf Grund von anderen Brennstoffeigenschaften (Zusammensetzung, Heizwert, ...) vorwiegend der Fall war. Die Hauptverbrennungszone wird aber zum einen während des Anlagenbetriebes temporär auch mal weiter vorne liegen und zum anderen setzt die Hauptverbrennung bei der thermischen Entsorgung von vor-sortiertem Müll sehr früh ein. Daher wurde eine Studienreihe an der Gleichstromfeuerung durchgeführt, bei der ein Wärmeprofil verwendet wurde, das typisch für Gegenstromfeuerungen ist. Die gewählten Wärmefreisetzungsprofile und die dazugehörigen Ergebnisse sind in den Bildern 7.3.7 - 7.3.9 dargestellt.

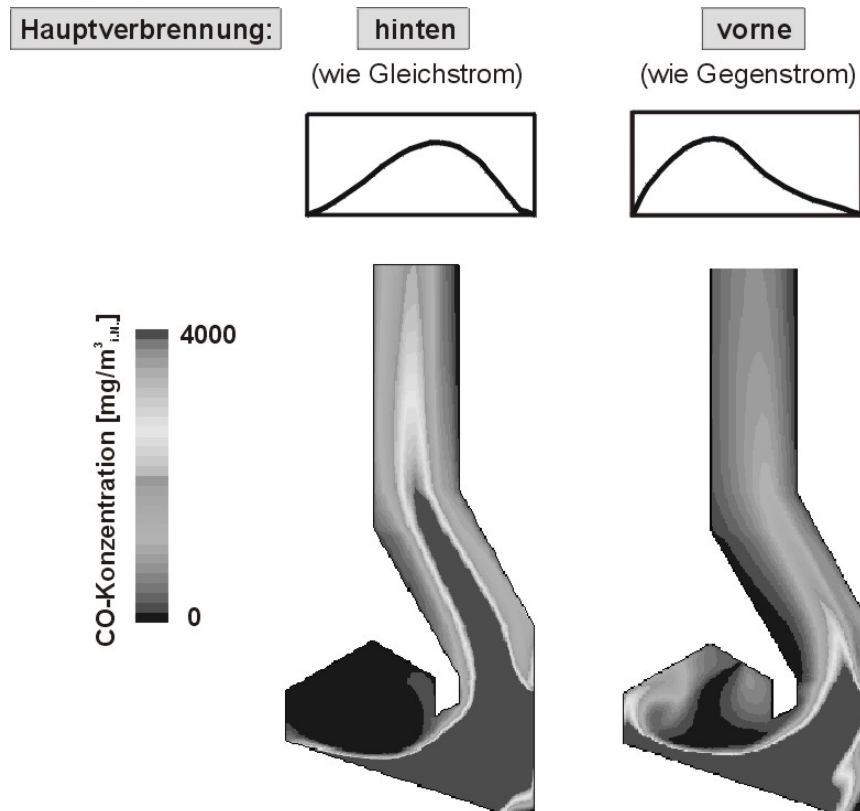


Bild 7.3.7: CO-Verteilung für zwei unterschiedliche Lagen der Hauptverbrennungszone auf dem Müllrost bei Gleichstromfeuerungen (Schnitt: Symmetrieebene)

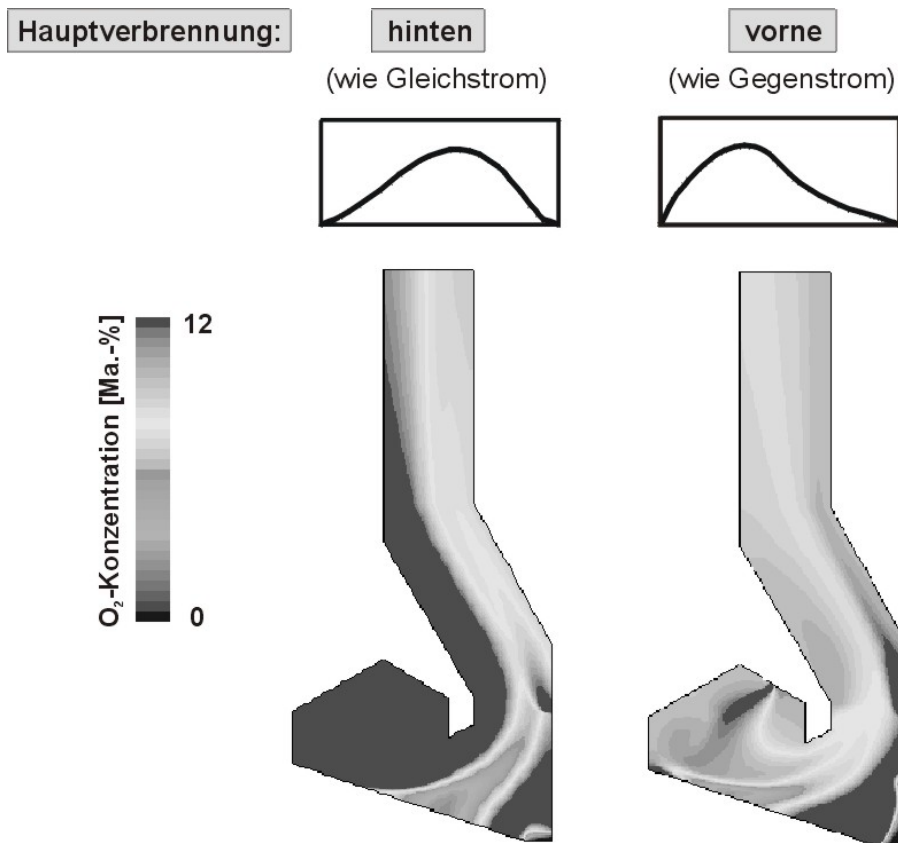


Bild 7.3.8: O₂-Verteilungen für zwei Wärmeentbindungsprofile bei der Gleichstromfeuerung (Schnitt: Symmetrieebene)

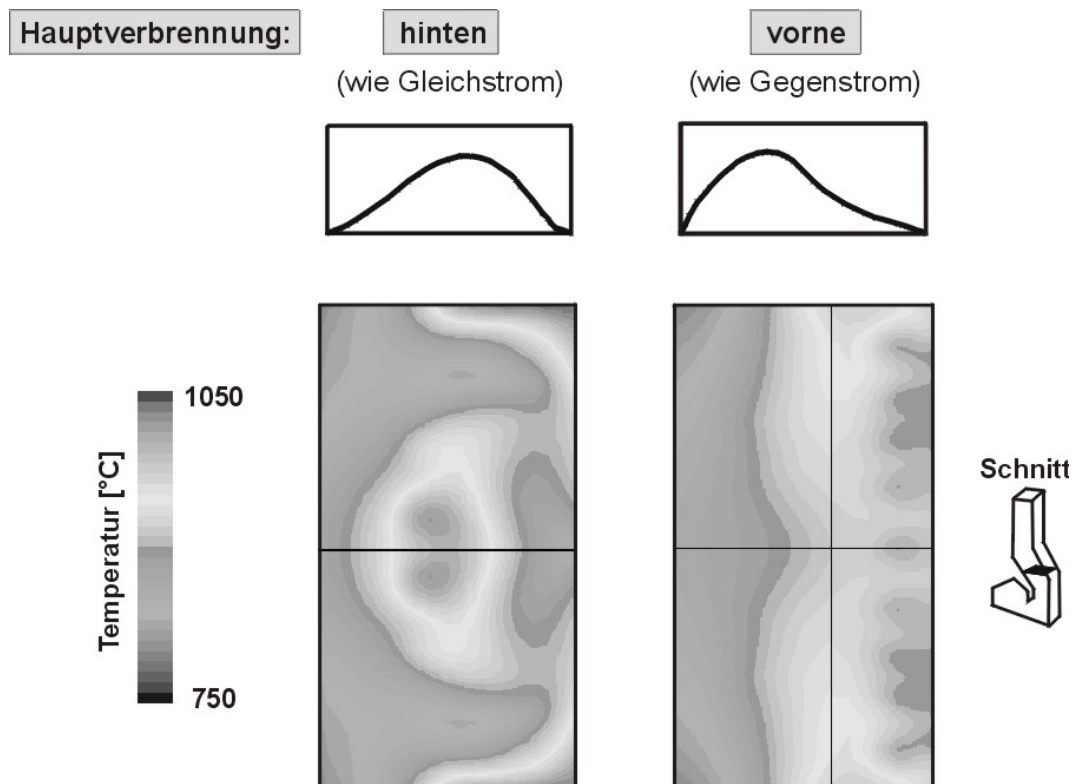


Bild 7.3.9: Temperatur-Verteilung für zwei Wärmepprofile bei Gleichstrom (horizontaler Schnitt, Beginn 1. Zug)

Auch ohne die Angabe von konkreten Temperatur- oder Konzentrationswerten erkennt man sofort, dass die Verteilungen viel homogener sind, wenn die Hauptverbrennungszone weiter vorne auf dem Rost liegt. Grund hierfür ist die schnellere Vermischung von Rauchgas und Sekundärluft. Während der Sauerstoff im Gleichstrombetrieb dem Kohlenmonoxid zeitlich und räumlich nachläuft, findet die Oxidation des Verbrennungsgases bei der Wärmeentbindung, die eher bei Gegenstromfeuerungen zu finden ist, bereits unterhalb der Feuerraumdecke statt. Dies bestätigen auch die O_2 - und Temperaturverteilungen, welche sowohl in den vertikalen als auch in den horizontalen Ebenen bei einer früheren Hauptverbrennungszone deutlich homogener sind.

Im Vergleich zur Gegen- und besonders zur Mittelstromfeuerung sind die Ergebnisse aber immer noch schlechter.

Bei Gleichstromfeuerungen kann sich also eine Verlagerung der Hauptverbrennungszone durchaus positiv auf den Verbrennungsablauf auswirken. Liegt das Feuer bei einer Mittelstrom-Feuerraumgeometrie ziemlich weit am Rostanfang, ergeben sich am Beispiel der horizontalen und vertikalen O_2 -Verteilungen (Bilder 7.3.10 - 7.3.11) die folgenden Unterschiede.

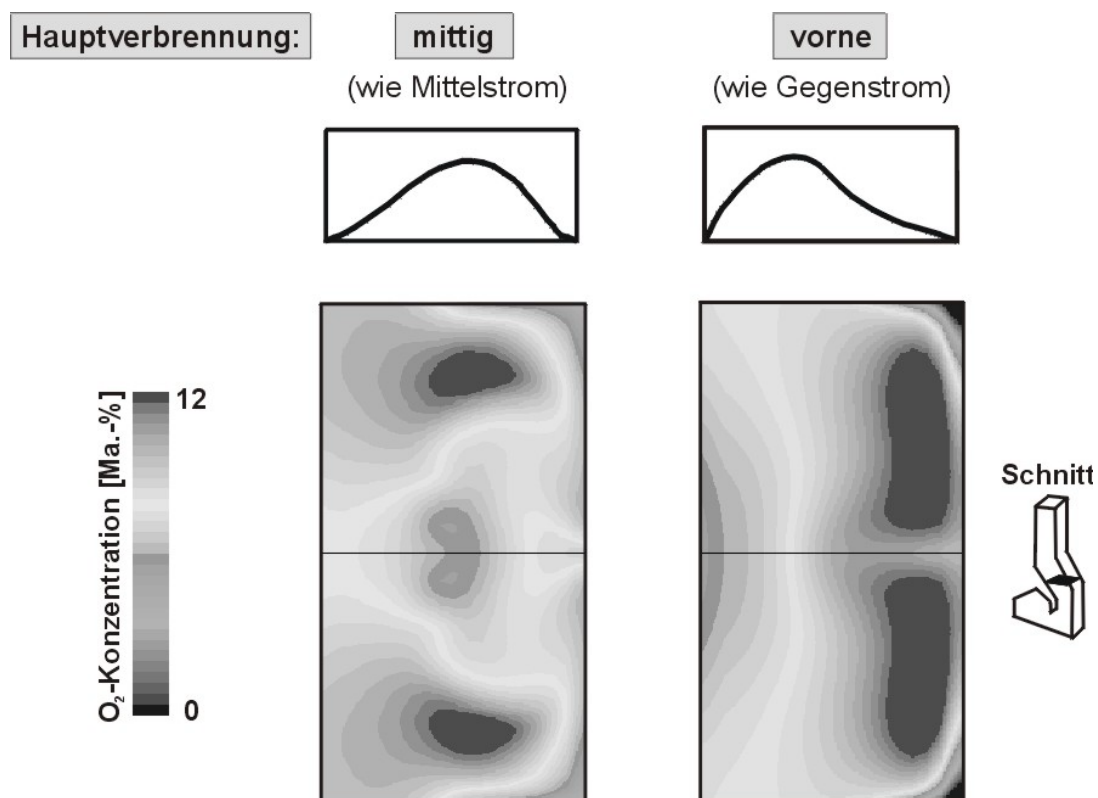


Bild 7.3.10: O_2 -Verteilungen für zwei unterschiedliche Lagen des Feuers auf dem Rost bei Mittelstromfeuerung (horizontaler Schnitt, Beginn 1. Zug)

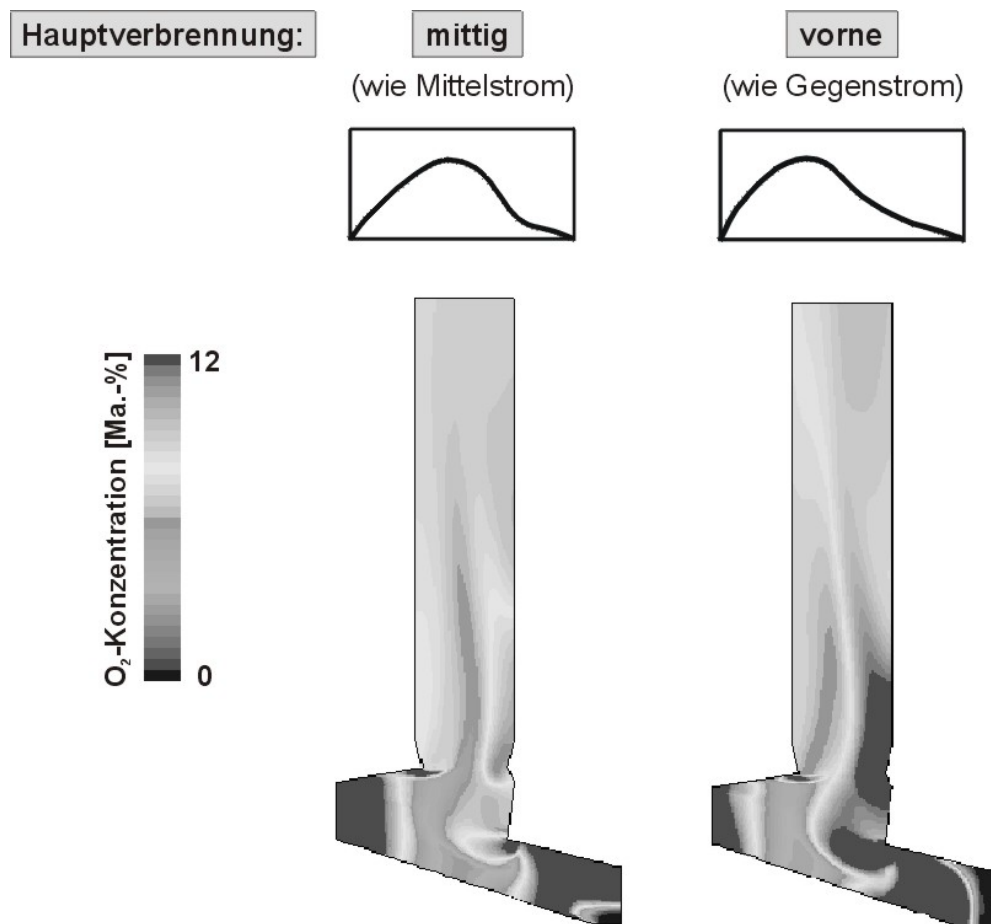


Bild 7.3.11: O₂-Verteilungen für zwei Wärmeentbindungsprofile bei Mittelstrom (Schnitt: Symmetrieebene)

Die Verteilungen sind bei veränderter Feuerlage eindeutig schlechter. Das Sauerstoffangebot ist an der Rückwand zu hoch, weil nun am Rostanfang eine größere Menge an Pyrolysegasen freigesetzt wird. Bei Mittel- und Gegenstromfeuerungen wirkt sich eine Verschiebung der Hauptverbrennungszone demnach eher negativ aus. Abhilfe würde aber beispielsweise eine relativ schnelle Regelung der Verbrennungsluftmengen (Primär- und Sekundärluft) darstellen. In der Nachbrennzone sollten an verschiedenen Stellen O₂-Messungen durchgeführt werden, sodass auf zu geringe O₂-Konzentrationen im Rauchgas mittels Regelung sofort reagiert werden kann. Zum einen könnte das Verhältnis von Primär- zu Sekundärluft verändert werden, zum anderen auch die Verteilung auf die einzelnen Rostzonen bzw. Sekundärluftdüsenreihen.

7.3.3 Sekundärluftzuführungskonzept

In diesem Abschnitt werden alle Konzepte zur Sekundärlufteindüsung anhand von Simulationsergebnissen analysiert und miteinander verglichen. Zunächst wird das klassische Konzept dem "Düsenbalken-Konzept" (Prisma als Verdrängungskörper)

gegenübergestellt. In den Bildern 7.3.12 - 7.3.19 sind vertikale und horizontale Temperatur-, Geschwindigkeits- und Speziesverteilungen für die beiden Systeme vergleichend dargestellt.

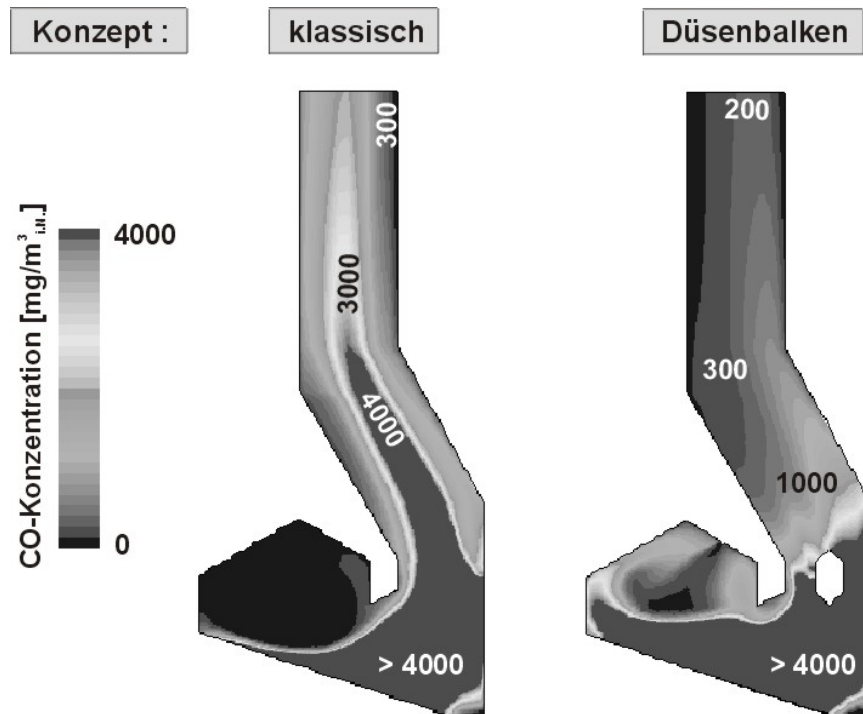


Bild 7.3.12: CO-Gehalte für zwei Arten der Sekundärlufteindüsung (Gleichstrom, Schnitt: Symmetrieebene, Farbtafel im Anhang) [1.26]

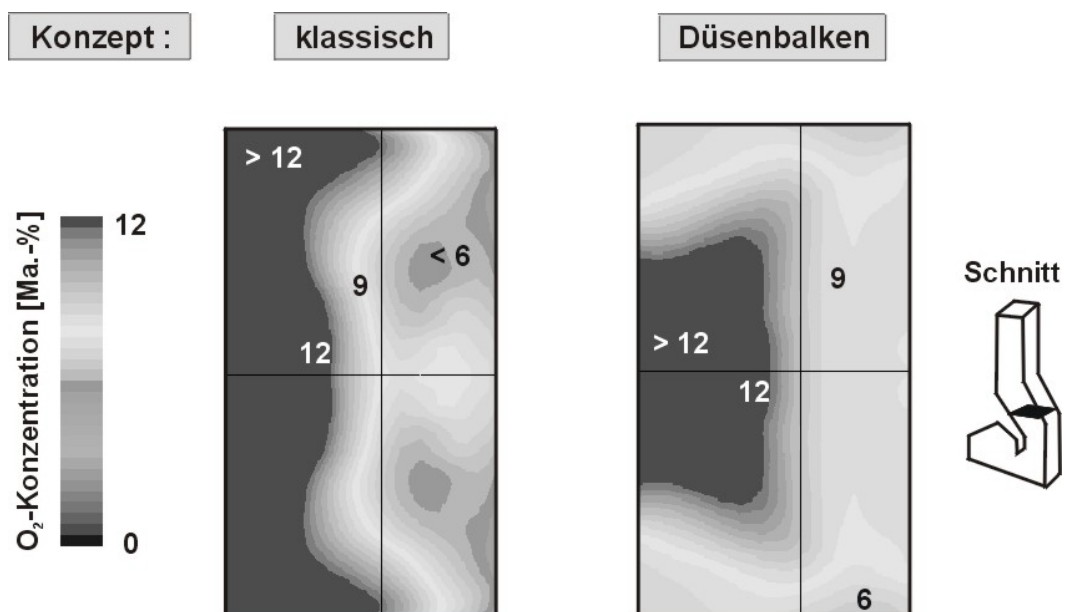


Bild 7.3.13: O₂-Verteilungen bei der Gleichstromfeuerung mit klassischer Sekundärluftzuführung und Düsenbalken (Farbtafel im Anhang) [1.26]

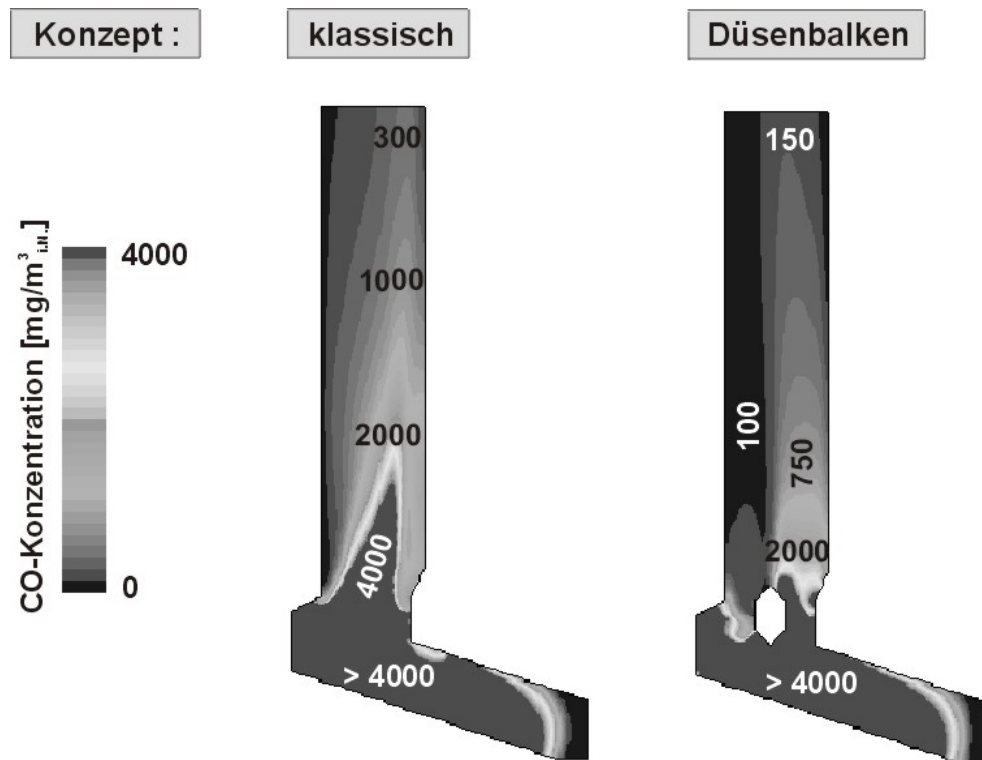


Bild 7.3.14: CO-Gehalte für zwei Arten der Sekundärlufteindüsung (Gegenstrom, Schnitt: Symmetrieebene, Farbtafel im Anhang) [1.26]

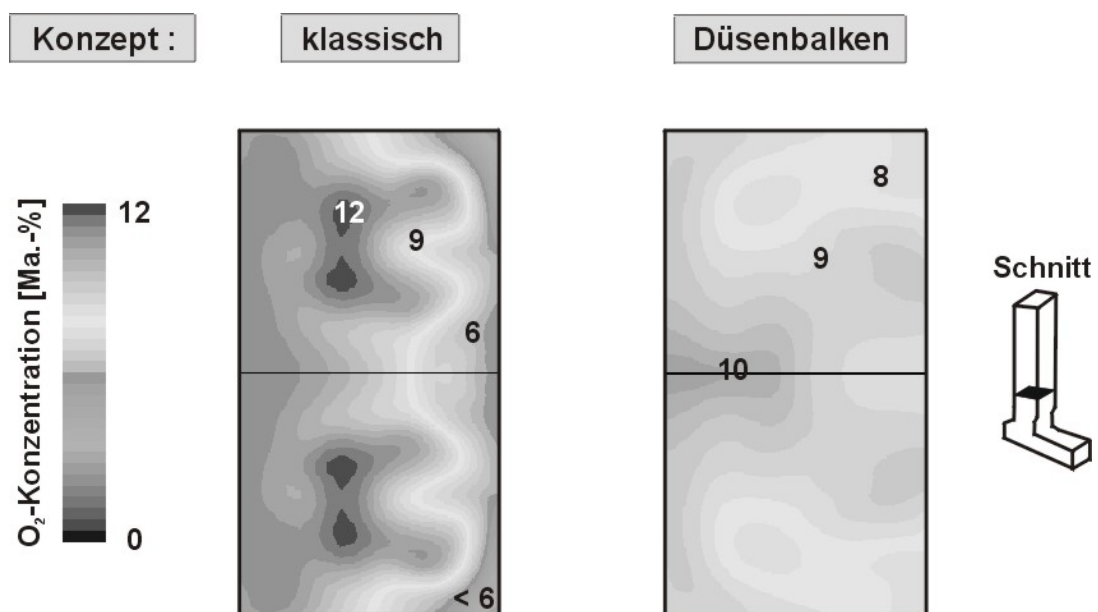


Bild 7.3.15: O_2 -Verteilungen bei der Gegenstromfeuerung mit klassischer Sekundärluftzuführung und Düsenbalken (Farbtafel im Anhang) [1.26]

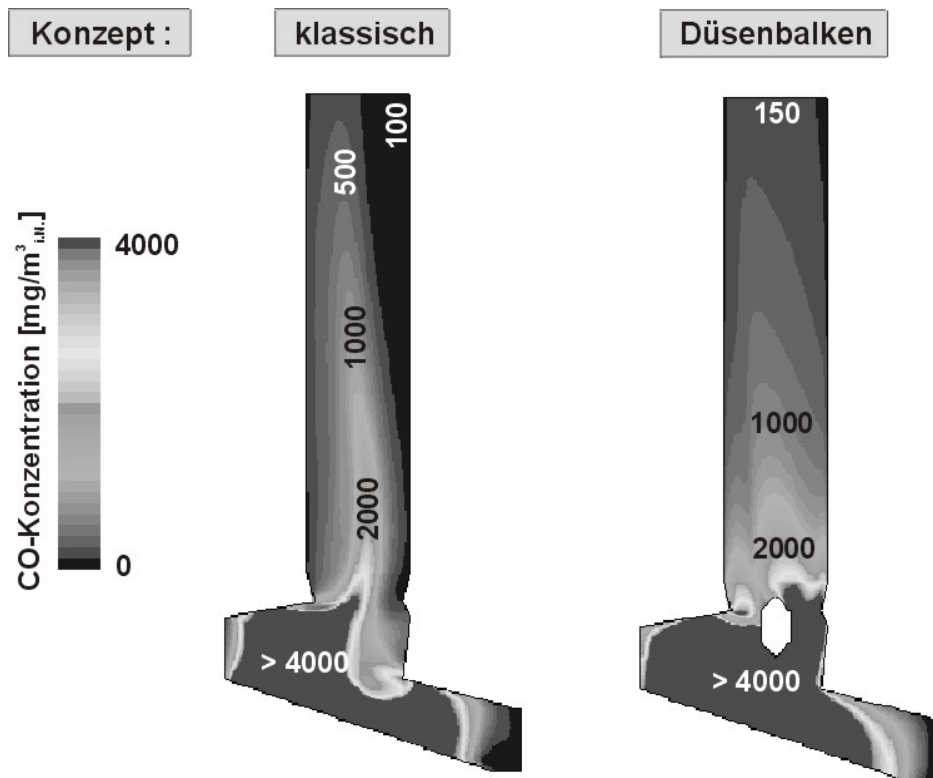


Bild 7.3.16: CO-Gehalte für zwei Arten der Sekundärlufteindüsung (Mittelstrom, Schnitt: Symmetrieebene, Farbtafel im Anhang) [1.26]

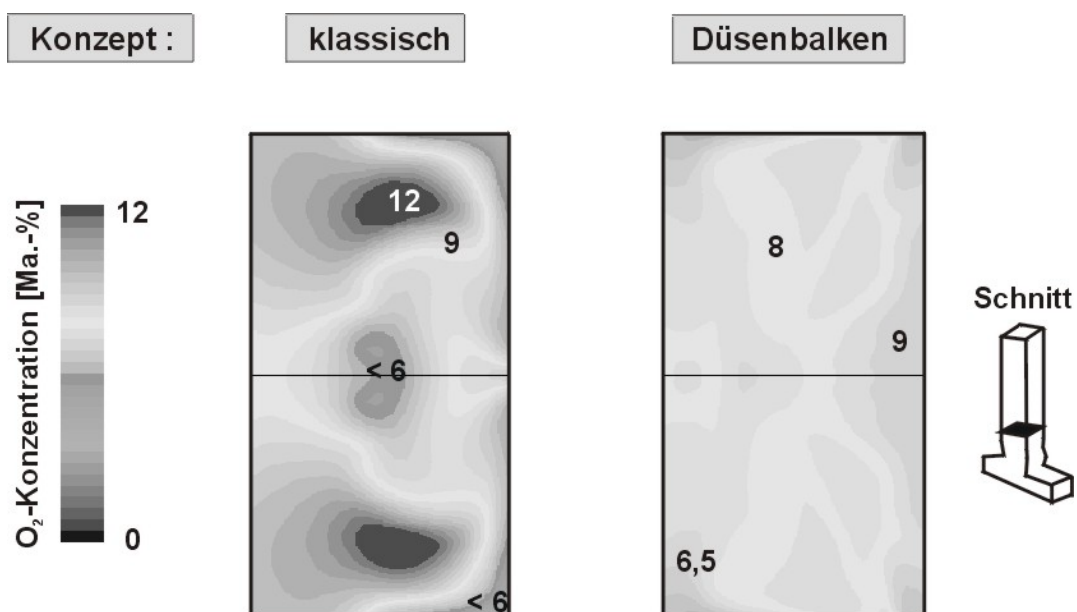


Bild 7.3.17: O₂-Verteilungen bei der Mittelstromfeuerung mit klassischer Sekundärluftzuführung und Düsenbalken (Farbtafel im Anhang) [1.26]

Die Verteilungen sind bei Verwendung des Düsenbalkens allgemein wesentlich gleichmäßiger. Das absolute CO-Niveau im 1. Zug kann für alle drei Feuerraumgeometrien im Vergleich zum klassischen Konzept deutlich reduziert werden. Ebenso verbessert sehen die Sauerstoffverteilungen im horizontalen Schnitt zu Beginn der Nachbrennzone aus. Während bei allen klassischen Konzepten O_2 -Gehalte von 12 Massen-% in diesem Schnitt zu erkennen sind, liegt die höchste Konzentration bei der Mittelstromfeuerung in Kombination mit dem Verdrängungskörper bei unter 10%. Vergleicht man die einzelnen Feuerraumgeometrien, wird die Erkenntnis aus Kapitel 7.3.1 bestätigt, dass Gegen- und Mittelstromfeuerungen homogenere Verteilungen resultieren lassen. Die Gründe für die gleichmäßigeren Verteilungen beim Einsatz des Düsenprismas sind im Strömungsfeld zu finden (Bilder 7.3.18 und 7.3.19).

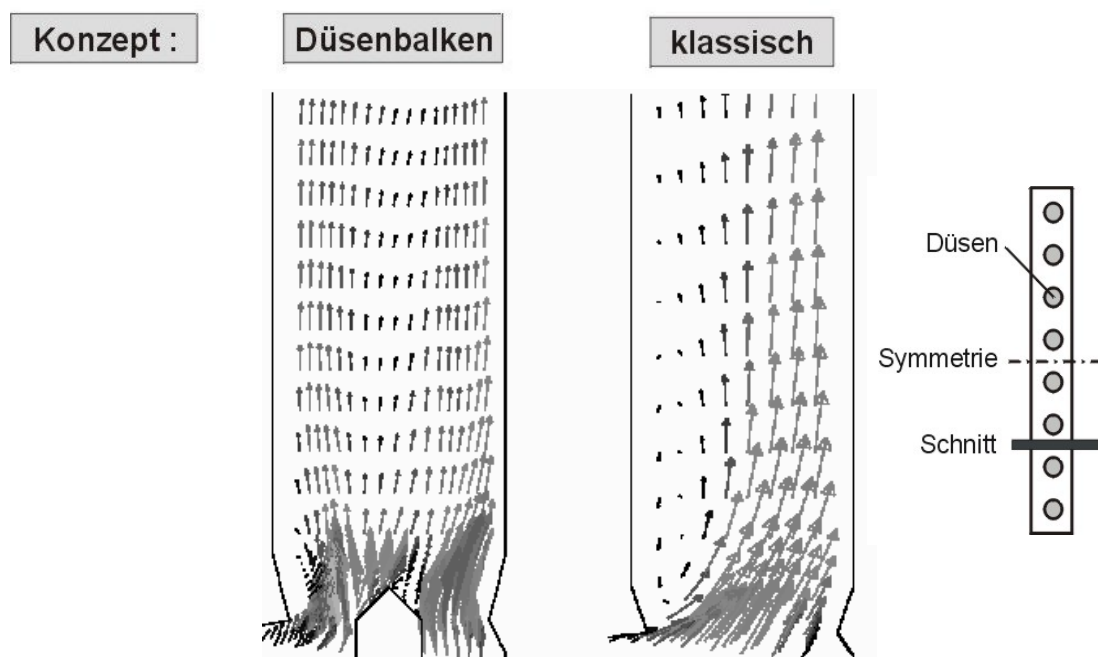


Bild 7.3.18: Geschwindigkeitsverteilungen bei der Mittelstromfeuerung mit Düsenbalken und klassischer Sekundärluftzuführung [1.26]

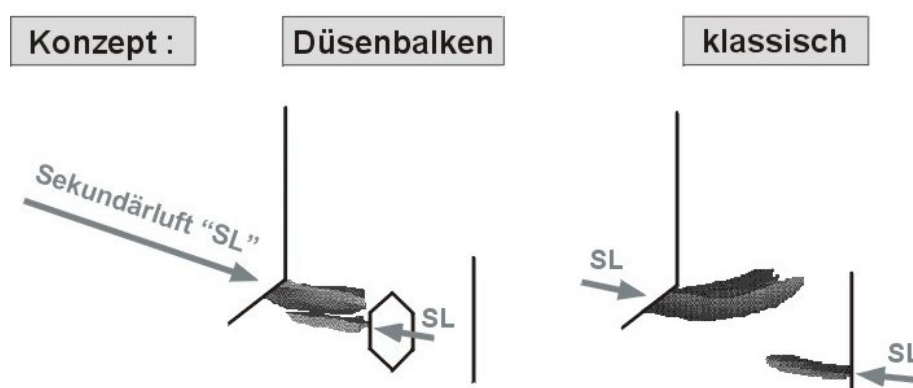


Bild 7.3.19: Oberfläche mit konstanter Geschwindigkeit (10 m/s) bei der Mittelstromfeuerung mit klassischer Sekundärluftzuführung und Düsenbalken [1.26]

Beim konventionellen Konzept legt sich die Strömung, wie auch schon in Kapitel 7.3.1 erwähnt, schnell an eine Feuerraumwand an. An der gegenüberliegenden Seite ergibt sich dann eine Rezirkulations- bzw. Totzone, die ungleichmäßige Temperatur- und Speziesverteilungen zur Folge hat. Beim Düsenbalken wird der Strömungsquerschnitt zu Beginn des 1. Zuges verengt, sodass die mittleren Geschwindigkeiten zunächst steigen und nach der Expansion wieder abnehmen. Die Form des Düsenbalkens sollte für jede Anlagengeometrie individuell strömungstechnisch optimiert werden. Die Abströmung sollte nach der Aufweitung sehr homogen erfolgen, wie z.B. in der linken Darstellung in Bild 7.3.18 zu erkennen ist. Praktisch im gesamten 1. Zug sind nahezu die gleichen absoluten Geschwindigkeiten zu beobachten. Genau im verengten Übergang vom Feuer- in den Nachbrennraum wird die Sekundärluft eingedüst. Hierdurch wird die Mischleistung intensiviert. Man könnte den Verdrängungskörper daher auch als statischen Mischer bezeichnen. Ein weiterer positiver Effekt des Düsenbalkens ist den Ergebnissen von Bild 7.3.19 zu entnehmen. Die Eindringtiefe ist zwar durch zwei weitere Sekundärluftdüsenreihen geringer, allerdings reicht sie aus, um den verengten Querschnitt völlig abzudecken. Der Sauerstoff kann sich also über den gesamten Querschnitt bereits zu Beginn des 1. Zuges mit den brennbaren Bestandteilen des Rauchgases vermischen und diese aufoxidieren.

Neben dem Düsenbalken werden vor allem die in Kapitel 2.3.3 vorgestellten drallbehafteten Eindüsenkonzepte in realen Anlagen eingesetzt. Durch Anstellung der einzelnen Düsen soll ein Wirbel zu Beginn des 1. Zuges induziert werden, der die Mischleistung und die Turbulenz erhöht. Je nach Betreiber werden hierbei verschiedene Wirbelkonzepte verwendet.

Für den rechteckigen Querschnitt wurden insgesamt drei Wirbelkonzepte näher untersucht. Hierfür erfolgte eine komplette Geometrieabbildung, d.h. es wurde keine Symmetrierandbedingung gewählt. In den Bildern 7.3.20 - 7.3.22 sind die Ergebnisse dieser Konzepte aufgeführt. Aus Gründen der Vergleichbarkeit sind auch die Ergebnisse des Düsenbalkens abgebildet. Die Analyse wird anhand der horizontalen CO-Verteilungen durchgeführt, da CO als Indikator für den Ausbrand wichtige Informationen zum gesamten Verbrennungsablauf liefern kann. Vertikale Schnitte sind nicht dargestellt, weil es praktisch nicht möglich ist, für alle Konzepte eine vergleichbare Schnittebene zu finden.

Zunächst sind in Bild 7.3.20 horizontale CO-Verteilungen (Beginn und Ende 1. Zug) für die Gleichstrom-Wirbelkonzepte dargestellt.

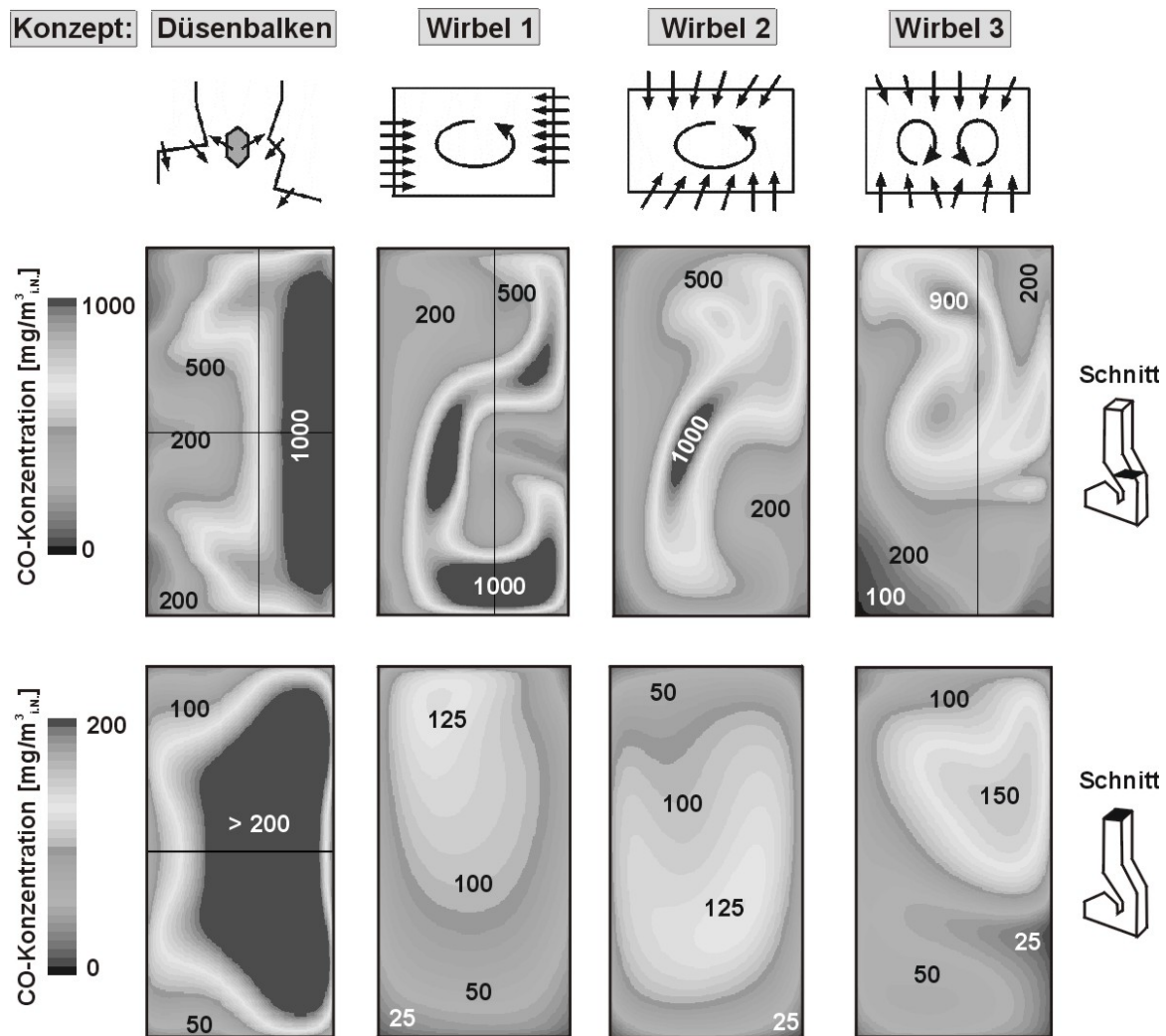


Bild 7.3.20: CO-Verteilungen bei der Gleichstromfeuerung mit Düsenbalken und für drei Wirbelkonzepte (Farbtafel im Anhang) [1.27]

Beim Düsenbalken sind zu Beginn des 1. Zuges hohe CO-Gehalte an der Rückwand mit etwa $1000 \text{ mg}/\text{m}^3_{\text{i.N.}}$ zu erkennen, weil sich die Hauptströmung bei der Gleichstromfeuerung, wie mehrmals erwähnt, tendenziell an die Feuerraumrückwand anlegt. Der Düsenbalken kann diesen Effekt im Gleichstrombetrieb nur teilweise kompensieren. Vom Niveau her ergeben sich bei den Wirbelkonzepten 1 und 2 ähnliche Resultate, lediglich die Verteilung innerhalb des Querschnittes sieht komplett anders aus. Bei beiden Konzepten ist der Wirbel erkennbar, den die Düsenanstellungen beabsichtigen. Die kleinsten CO-Gehalte wurden für das Wirbel-Konzept 3 ermittelt. Hierbei sind die Düsen so konzipiert, dass zwei kleinere Wirbel erzeugt werden. Vor allem aber anhand der absoluten Werte am Berechnungsende wird ersichtlich, dass der Verbrennungsprozess in Gleichstromfeuerungen nicht nur durch den Einsatz eines Düsenbalkens, sondern insbesondere durch Wirbelkonzepte optimiert werden kann. Beim Verdrängungskörper liegt der CO-Mittelwert bei ca. $200 \text{ mg}/\text{m}^3_{\text{i.N.}}$, während das Niveau bei allen Wirbelkonzepten etwa halb so groß ist. Nachfolgend (Bild 7.3.21) sind analog die Ergebnisse für die Gegenstromfeuerung dargestellt.

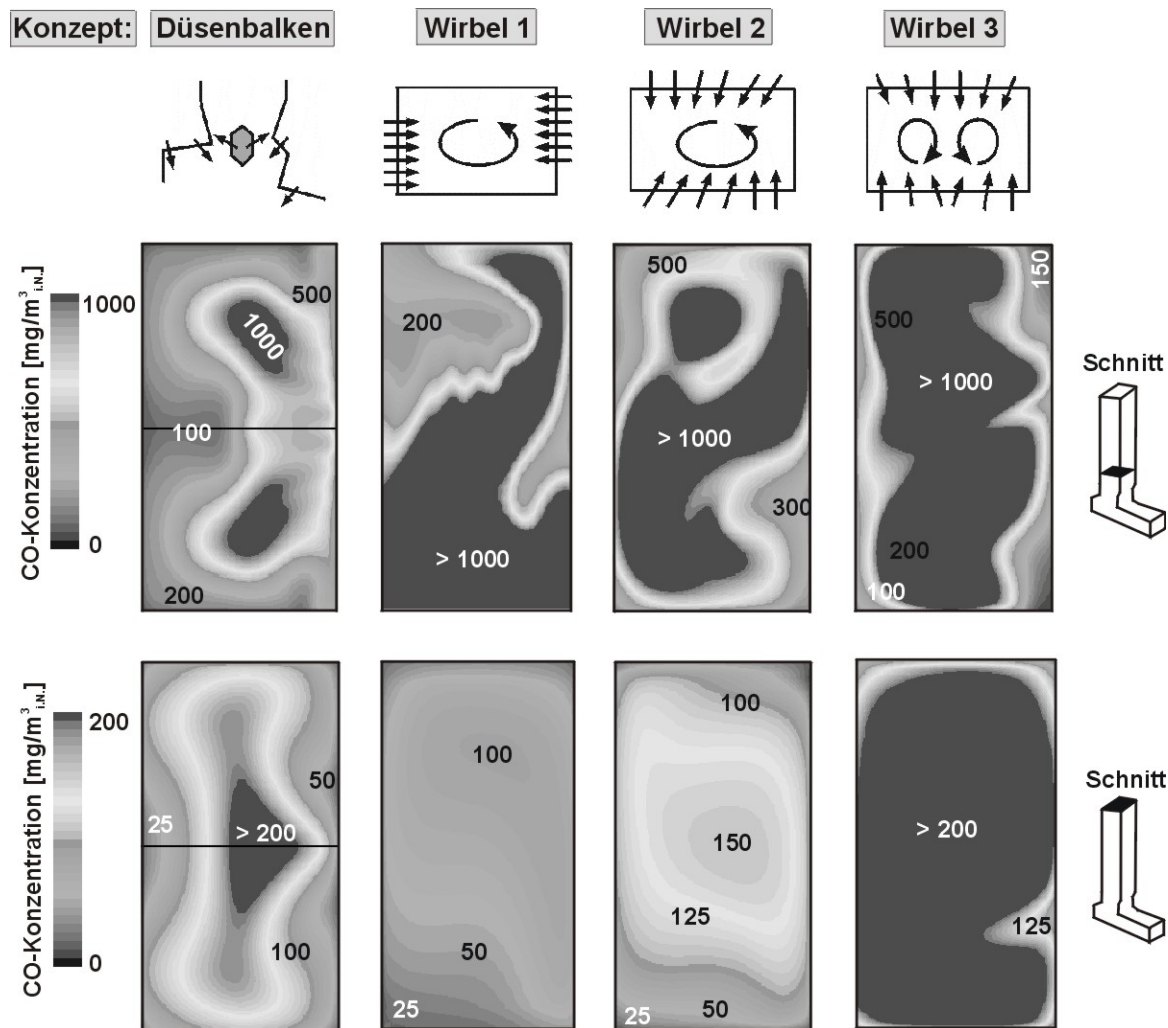


Bild 7.3.21: CO-Verteilungen bei der Gegenstromfeuerung mit Düsenbalken und für drei Wirbelkonzepte (Farbtafel im Anhang) [1.27]

Für die Gegenstromfeuerung gelten die gerade getroffenen Aussagen nicht mehr. Zumindest im unteren Bereich erweist sich ein Verdrängungskörper als vorteilhaft. Die CO-Gradienten je Ebene sind beim Düsenbalken zu Beginn des 1. Zuges deutlich kleiner, weil die Zuführung der Sekundärluft bei den Wirbelkonzepten erst etwas später erfolgt und es teilweise länger dauert, bis der Sauerstoff die Mitte des Querschnittes erreicht hat. Im weiteren Verlauf des 1. Zuges bieten die Drehströmungen allerdings einen Vorteil gegenüber dem Düsenbalken. Turbulenzniveau und Mischwirkung sind bei den Wirbelkonzepten eindeutig höher, was sich auch deutlich auf den Umsatz bzw. die Nachverbrennungsreaktionen auswirkt. Waren die Verteilungen in der unteren Ebene bei den Wirbelkonzepten 1 und 2 im Vergleich zum Düsenbalken noch inhomogener, so sind die CO-Gehalte vor allem für das Wirbelkonzept 1 am Ende des 1. Zuges sehr viel niedriger. Wirbelkonzept 3 ist für eine Gegenstromfeuerung mit rechteckigem Querschnitt eher ungeeignet und stellt anhand der Simulationsergebnisse keine Optimierungsmöglichkeit dar. Die Ergebnisse für die Mittelstromfeuerung können Bild 7.3.22 entnommen werden.

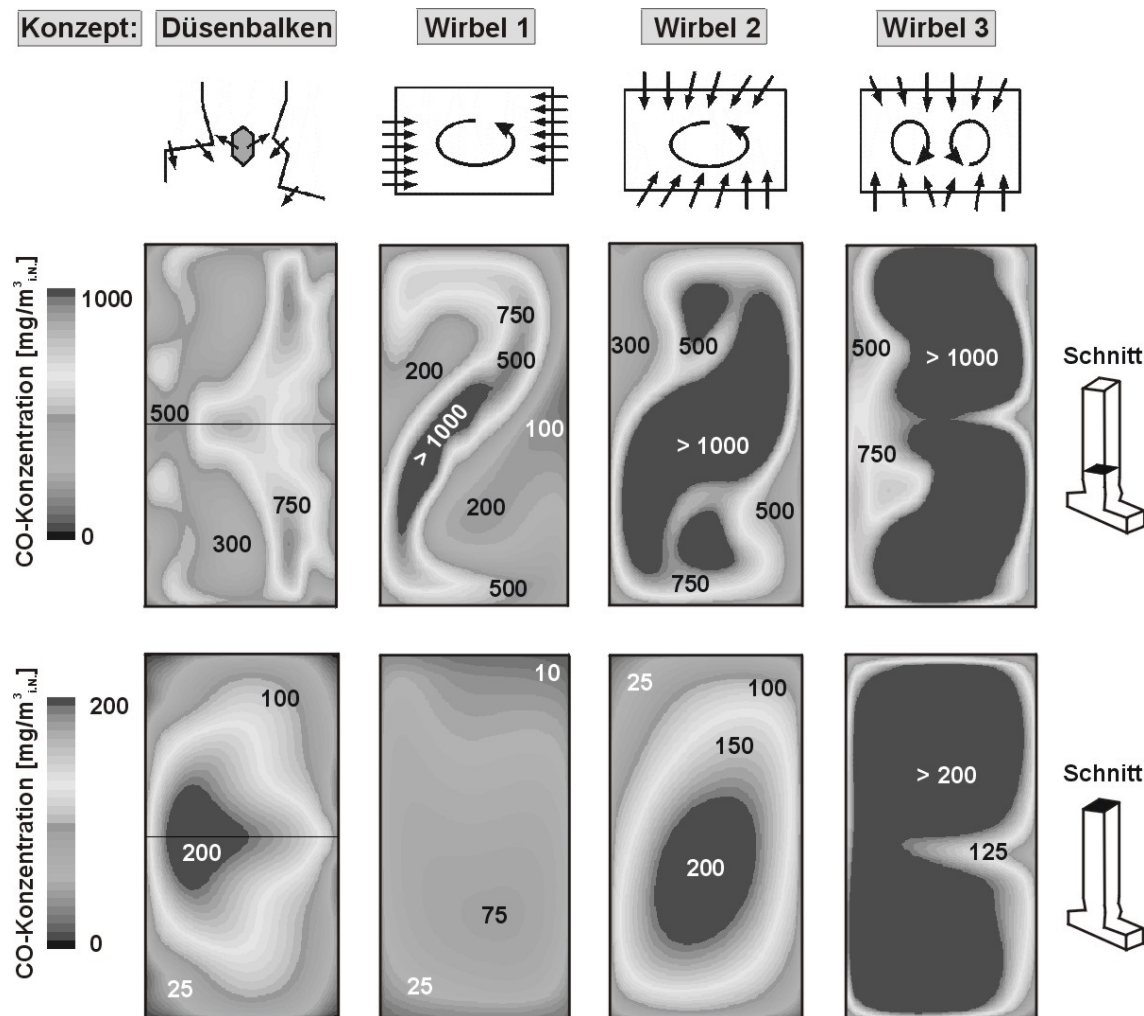


Bild 7.3.22: CO-Verteilungen bei der Mittelstromfeuerung mit Düsenbalken und für drei Wirbelkonzepte (Farbtafel im Anhang) [1.27]

Die Resultate für die Mittelstromgeometrie sind tendenziell identisch zum Gegenstrombetrieb. Auch hier wird bestätigt, dass der Düsenbalken im unteren Bereich des 1. Zuges verbrennungstechnische Vorteile gegenüber den Wirbelkonzepten bietet. Der engste Querschnitt, an dem die Sekundärluft zugeführt wird, ist durch die Luftstrahlen völlig abgedeckt, sodass Kohlenmonoxid bereits ziemlich weit unten an jeder Stelle aufoxidiert werden kann. Die komplette Vermischung von Rauchgasen und Sauerstoff dauert bei den Drehströmungen etwas länger. Sie ist dafür aber intensiver, sodass CO im oberen Bereich auf Grund einer höheren Turbulenzintensität besser abgebaut wird. Beim Wirbelkonzept 3 ergeben sich analog zur Gegenstromfeuerung schlechte Resultate. Offensichtlich wird hierbei nicht genügend Sauerstoff in die Mitte der beiden kleineren Wirbel gebracht.

Die Aussagen bezüglich der Wirbelkonzepte und des Düsenbalkens haben sich allesamt auf einen rechteckigen Feuerraumquerschnitt bezogen. Einige Anlagen weisen aber eher quadratische Querschnitte auf. Daher wurden weitere Simulationen durch-

geführt, bei der zum einen das Düsenprisma und zum anderen das Wirbelkonzept 4 unter der Voraussetzung eines quadratischen Querschnittes untersucht werden sollte. Bild 7.3.23 zeigt die Ergebnisse dieser Studienreihe.

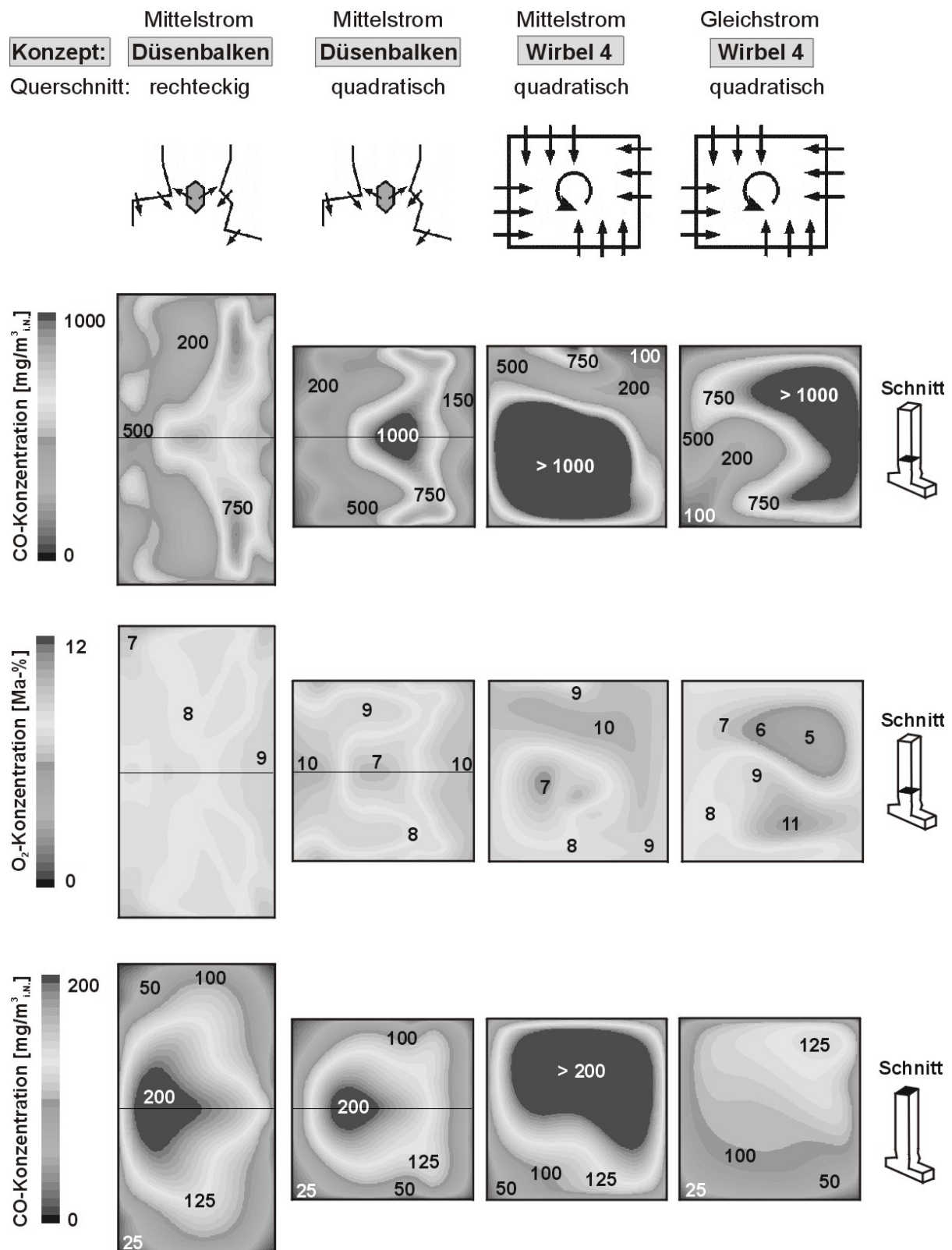


Bild 7.3.23: CO- und O₂-Verteilungen für rechteckige und quadratische Querschnitte sowie für ein weiteres Wirbelkonzept (4) (Farbtafel im Anhang) [1.27]

Bei einem quadratischen Feuerraumquerschnitt erweist sich anhand der Simulationsergebnisse kein Konzept als ideale Optimierungsmöglichkeit. Beim Düsenbalken lassen sich im Vergleich zur Rechtecksfläche zumindest im unteren Bereich der Mittelstromfeuerung inhomogenere Verteilungen erkennen. Die CO-Konzentration ist hierbei doppelt so hoch und auch der O₂-Gradient ist im gewählten Schnitt um ein paar Prozentpunkte größer. Am Ende des Berechnungsgebietes ist das CO-Niveau praktisch identisch und die Verteilung innerhalb des Querschnittes sieht ähnlich aus. Grundsätzlich herrscht also eine bessere Wirkungsweise des Düsenbalkens bei einem eher rechteckigen Querschnitt, weil die Sekundärluftstrahlen offensichtlich die Querschnittsfläche bei einem Rechteck besser abdecken können als beim Quadrat. Mit dem Wirbelkonzept 4 ist bei der Mittelstromfeuerung und analog dazu zur Gegenstromfeuerung keine weitere Optimierung möglich. Sowohl in der unteren als auch in der oberen Ebene sind im Vergleich zum Verdrängungskörper deutlich schlechtere Resultate erkennbar. Für die Gleichstromfeuerung gilt dies wiederum nicht. Ähnlich wie beim Wirbelkonzept 3 sorgten die Umlenkung und der Schrägzug dafür, dass auch Sauerstoff in die Mitte des kreisrunden Wirbels gebracht wird und der Verbrennungsprozess ab etwa Mitte 1. Zug sehr gleichmäßig ist. Bei quadratischen Querschnittsflächen erscheint daher eine Gleichstromfeuerung in Verbindung mit dem Wirbelkonzept 4 als sinnvoll, obwohl auch hier angemerkt werden muss, dass die Verteilungen im unteren Bereich des 1. Zuges im Vergleich zu anderen Varianten inhomogener sind.

Abschließend zu diesem Kapitel ist in den Bildern 7.3.24 und 7.3.25 ein weiterer Nachteil des klassischen Konzeptes gegenüber anderen Sekundärlufteindüsungssystemen dargestellt.

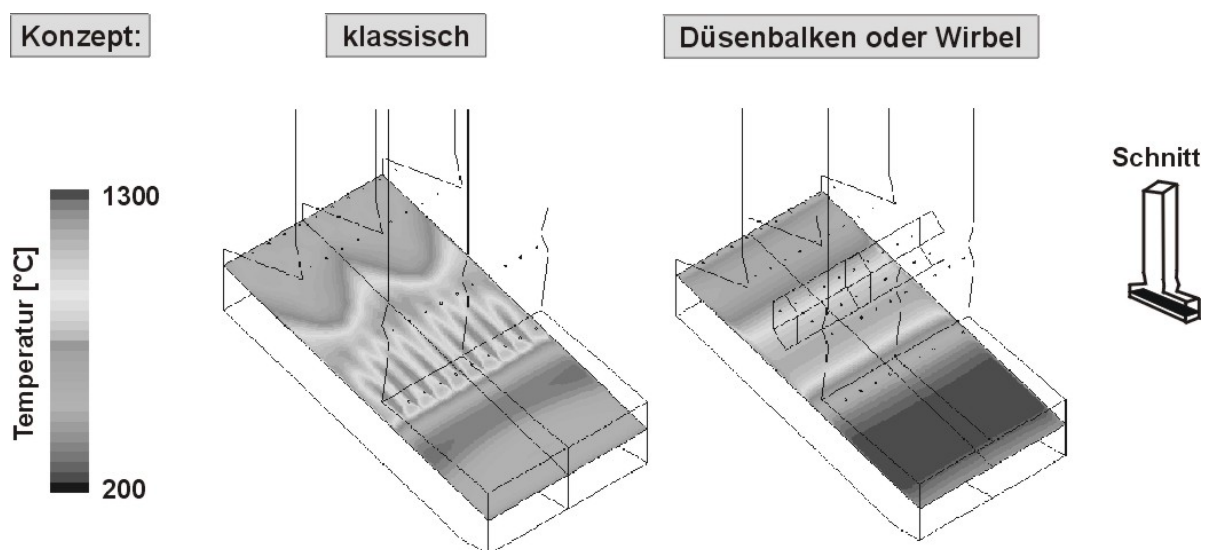


Bild 7.3.24: Temperaturen in einer horizontalen Schnittebene oberhalb des Rostes (Abstand zur Mülloberfläche: ca. 50 cm) [1.26]

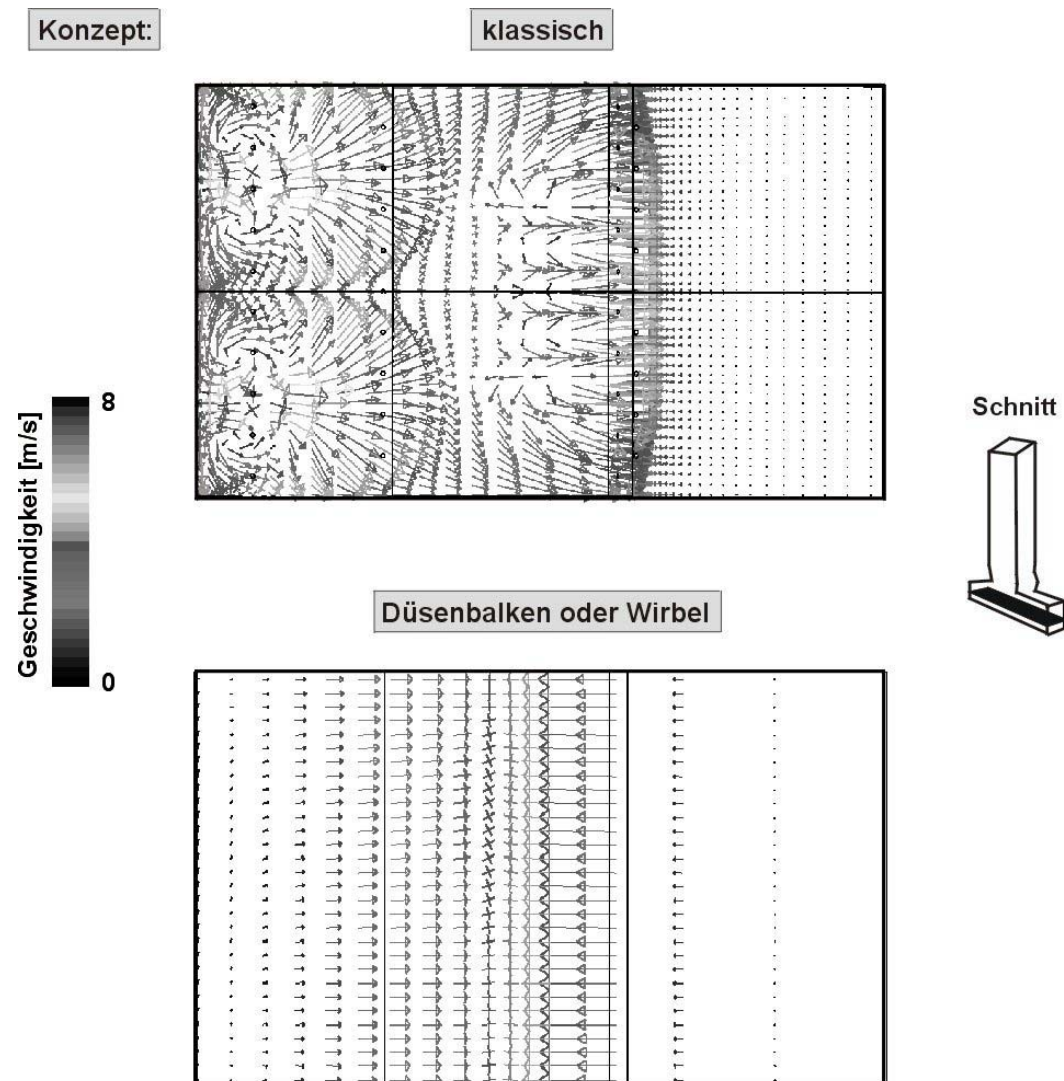


Bild 7.3.25: Vektorfeld oberhalb des Rostes (parallel zur Mülloberfläche) [1.26]

Die Sekundärluftstrahlen beeinflussen beim klassischen Konzept die Hauptströmung im Bereich des Müllrostes. Es ergeben sich Sekundärströmungen, die in horizontalen Schnitten sichtbar gemacht werden können. Sowohl in den Temperaturverteilungen als auch im Geschwindigkeitsfeld oberhalb des Rostes lassen sich beim klassischen Konzept Beeinflussungsmerkmale erkennen. In Bild 7.3.25 ist anhand der Mittelstromfeuerung in Kombination mit einem Düsenbalken (gilt auch analog für Wirbelkonzepte) zu beobachten wie gleichmäßig die Anströmung der Nachbrennkammer verläuft. Es sind keine Sekundärluftstrahlen und folglich auch keine Sekundärströmungen in dem gewählten Schnitt ersichtlich. Ebenso homogen ist in Bild 7.3.24 das Temperaturfeld bei Einsatz eines Düsenbalkens (oder einer Drehströmung). Anders hingegen sieht es beim traditionellen System aus. Hierbei sind häufig einige Strahlen in Richtung Müllbett gerichtet, welche die Hauptströmung negativ beeinflussen können. Die horizontale Geschwindigkeitsverteilung ist sehr inhomogen, was ungleichmäßige Temperaturverteilungen zur Folge hat.

7.3.4 Feuerfest-Auskleidung (Einfluss des Feuerfest-Materials)

Am Beispiel der Mittelstromfeuerung wird in diesem Kapitel der Einfluss des Feuerfest-Materials erörtert. Es wurden die in Bild 7.3.26 dargestellten Feuerfest-Systeme untersucht (eine gekittete sowie eine nitridgebundene, hinterlüftete SiC-Platte und eine phosphatgebundene SiC-Masse). Bei der hinterlüfteten Variante wurde zusätzlich ein Aschebelag angenommen.

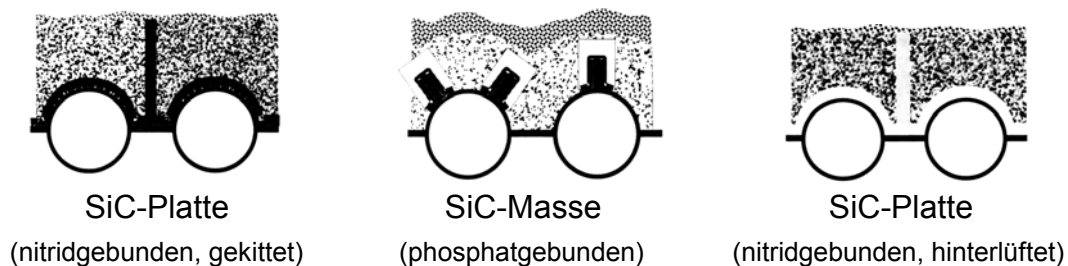


Bild 7.3.26: Untersuchte Feuerfest-Systeme [7.5]

Weil die Wandinnentemperaturen insbesondere von den wärmetechnischen Eigenschaften der Feuerfestmaterialien abhängig sind, zeigt Bild 7.3.27 die Wärmeleitfähigkeiten der eingesetzten SiC-Materialien als Funktion der Temperatur.

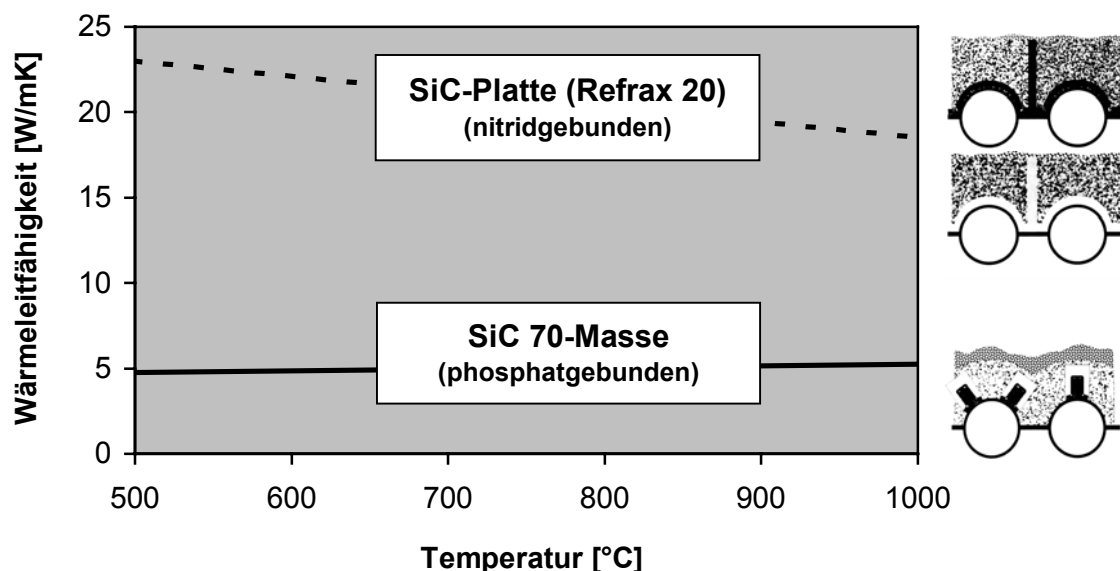


Bild 7.3.27: Wärmeleitung der Wandmaterialien in Abhängigkeit der Temperatur [7.5]

Zusammenfassend sind in den Bildern 7.3.28 und 7.3.29 die in Kapitel 6.2.3 berechneten Wandtemperaturen für die einzelnen Bereiche der Modellanlagen dargestellt.

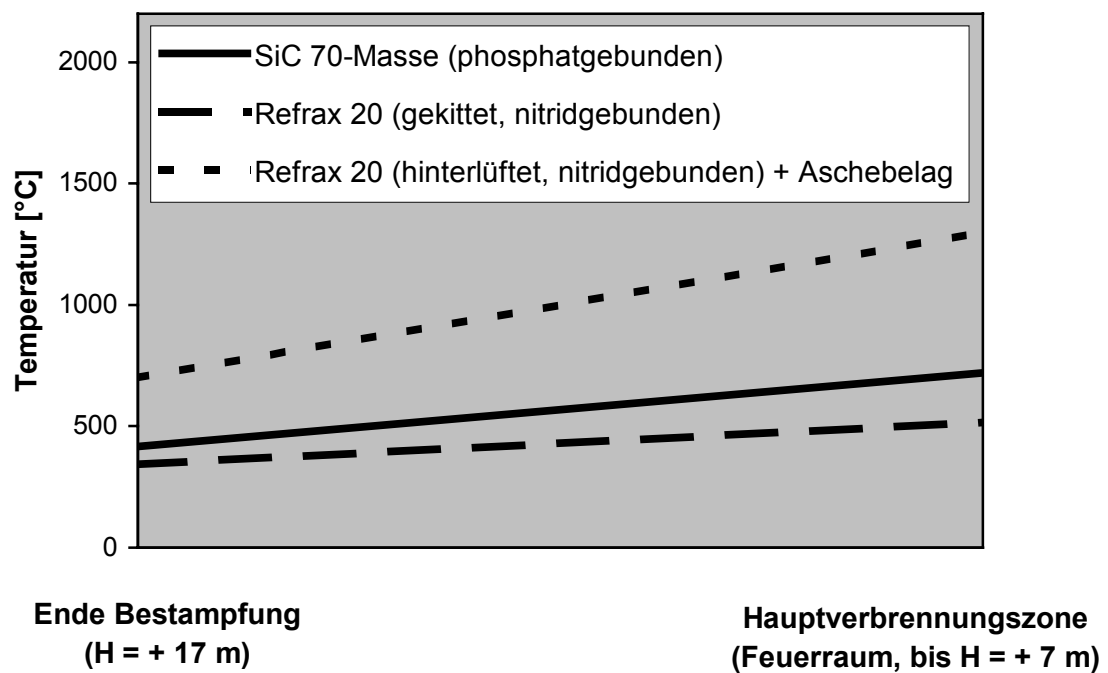


Bild 7.3.28: Oberflächentemperatur in Abhängigkeit des Ortes und des Materials

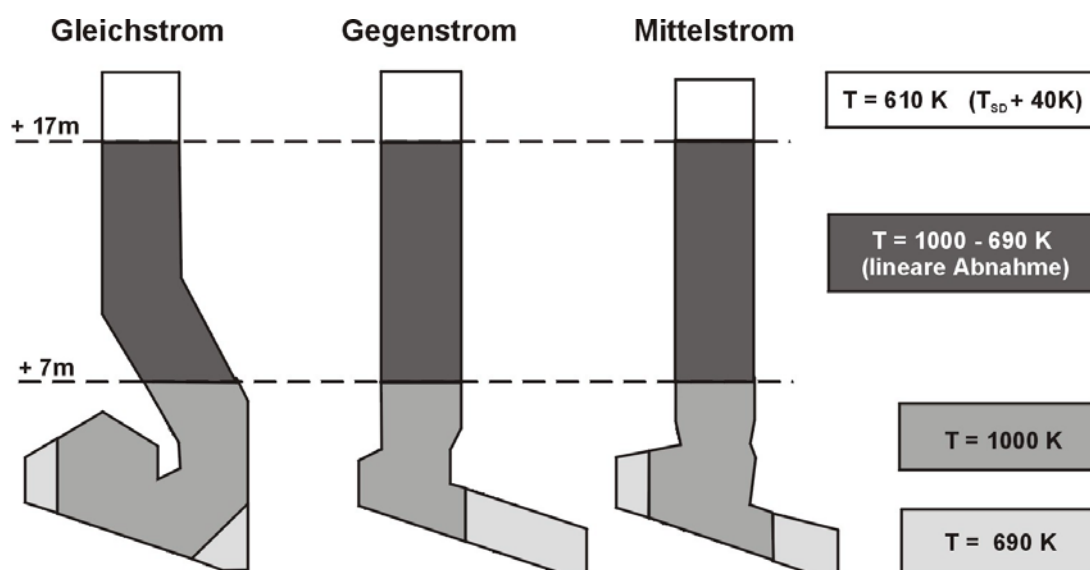


Bild 7.3.29: Oberflächentemperaturen der Modellanlagen am Beispiel SiC 70-Masse

In den Bildern 7.3.30 - 7.3.35 werden die Ergebnisse der Verbrennungsrechnungen als Funktion des verwendeten Wandmaterials dargestellt und miteinander verglichen.

Zunächst sind in den Bildern 7.3.30 und 7.3.31 die Temperatur- und O_2 -Verteilungen der drei verwendeten Systeme für die Symmetrieebene abgebildet.

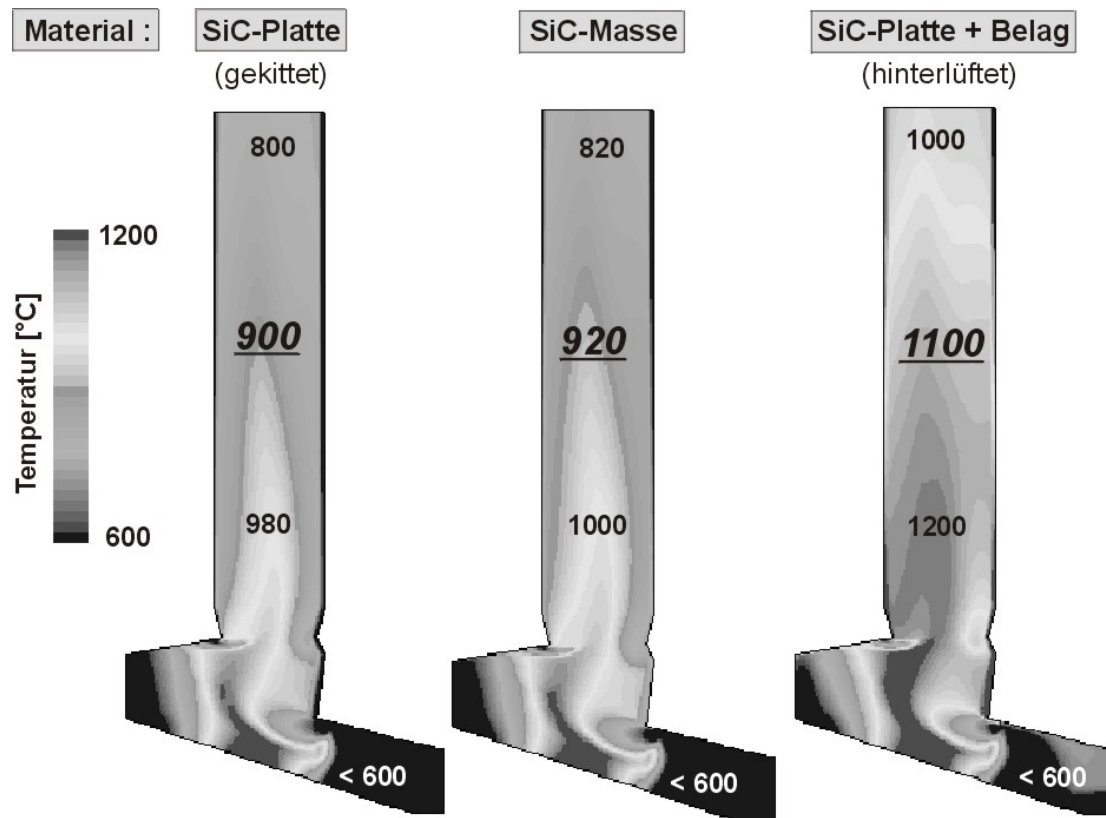


Bild 7.3.30: Vorhergesagte Temperaturen für drei Feuerfest-Systeme (vertikaler Schnitt durch die Symmetrieebene, Farbtafel im Anhang) [1.26]

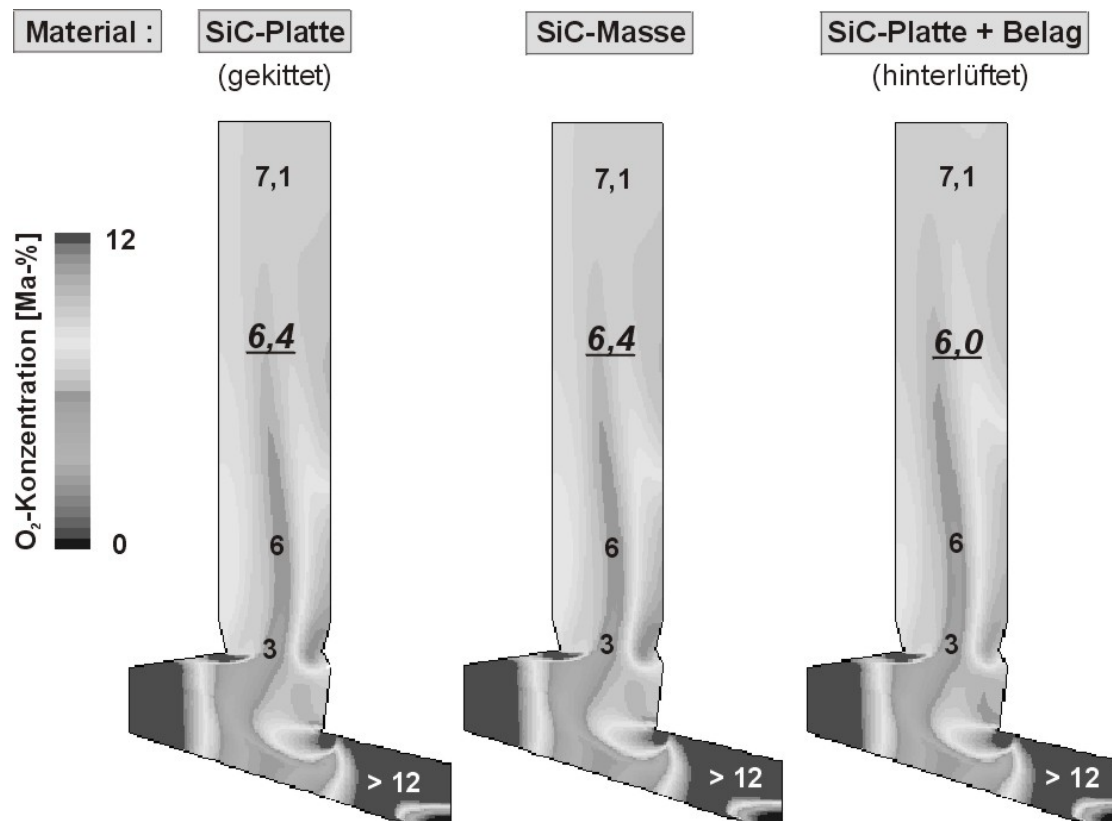


Bild 7.3.31: Berechnete O₂-Konzentrationen für drei Feuerfest-Systeme (vertikaler Schnitt durch die Symmetrieebene, Farbtafel im Anhang) [1.26]

Die Gastemperaturen unterschieden sich bei der gekitteten SiC-Platte im Vergleich zur SiC-Stampfmasse nur geringfügig. Obwohl die Oberflächentemperatur bei der gekitteten SiC-Platte im Feuerraum um etwa 200 K niedriger ist, beträgt die größte Differenz nur etwa 20 K. Ein deutlich höheres Temperaturniveau zeigt sich bei der hinterlüfteten Platte mit zusätzlichem Aschebelag. Die Wandinnentemperatur liegt im Vergleich zu den beiden anderen Systemen rund 600 K höher. Dies bewirkt eine Anhebung des Temperaturniveaus von durchschnittlich 200 K. Erst dieser enorme Unterschied im Temperaturfeld hat auch einen erkennbaren Einfluss auf die anderen Größen. Als Referenzpunkt soll beim Sauerstofffeld (Bild 7.3.31) sowie bei den nachfolgenden Verteilungen der Ort in der Mitte des 1. Zuges dienen (Wert ist kursiv und unterstrichen dargestellt).

Beim höheren Temperaturniveau (hinterlüftete Platte und Aschebelag) lässt sich im Betrachtungspunkt ein um 0,4 Massen-% verminderter Sauerstoffgehalt erkennen. Folglich sollte sich auch eine Einwirkung im CO-Feld (Bild 7.3.32) beobachten lassen.

Des Weiteren wird anhand von Dichte- und Turbulenzparameter-Verteilungen (Bilder 7.3.33 - 7.3.35) versucht, die Ursache für die Beeinflussung aufzuzeigen.

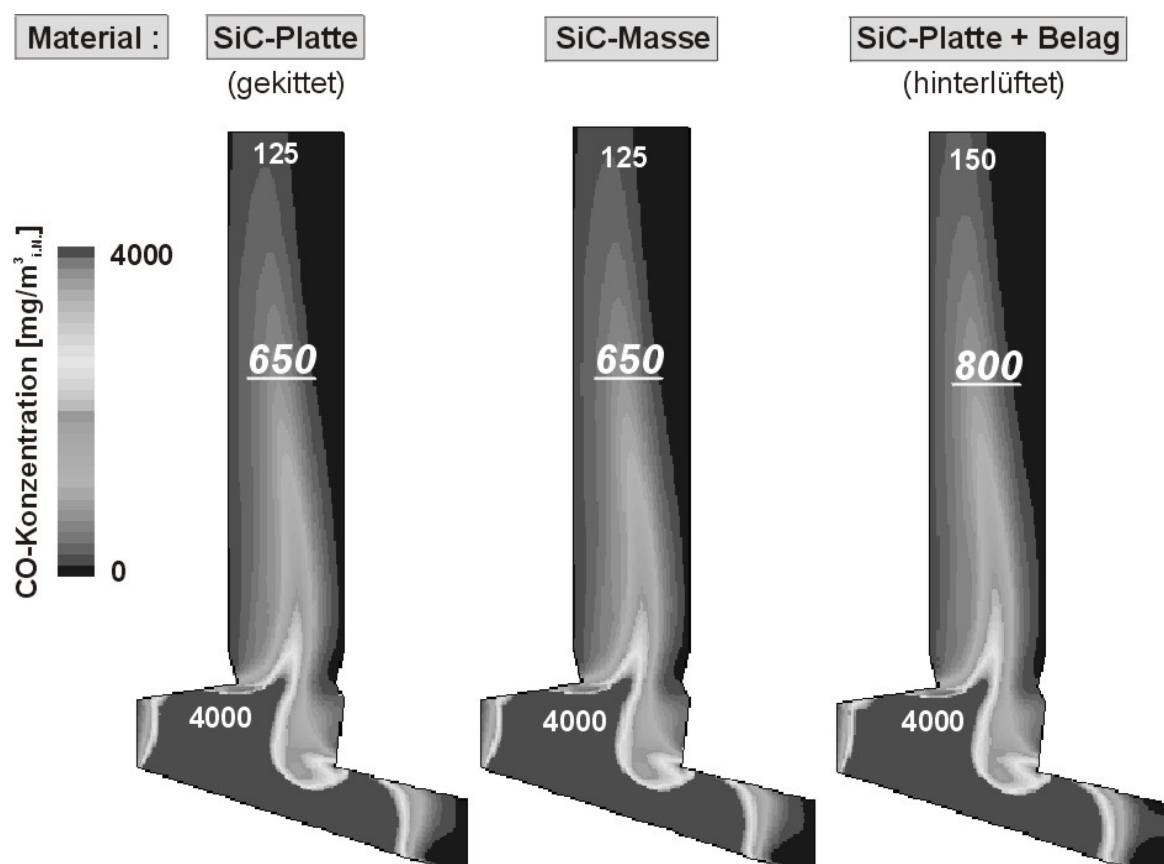


Bild 7.3.32: Vorhergesagte CO-Konzentrationen für drei Feuerfest-Systeme (vertikaler Schnitt durch die Symmetrieebene, Farbtafel im Anhang) [1.26]

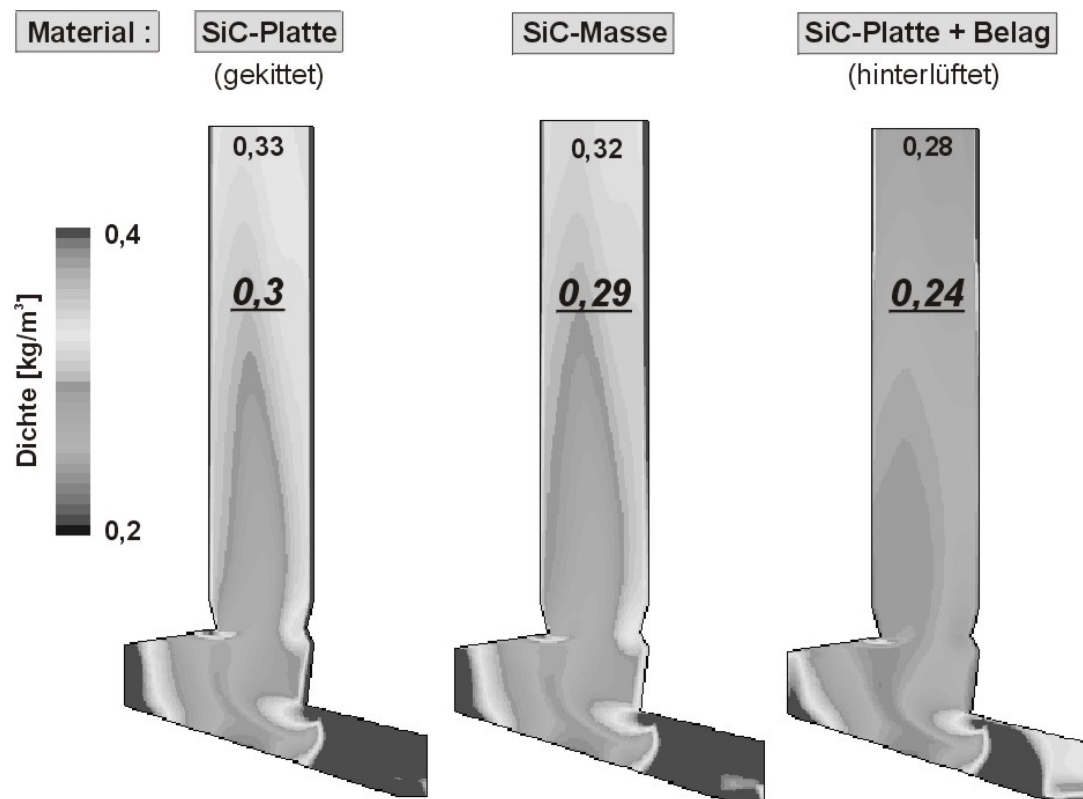


Bild 7.3.33: Berechnete Dichten für die Gasphase bei drei Feuerfest-Systemen (vertikaler Schnitt durch die Symmetrieebene, Farbtafel im Anhang) [1.26]



Bild 7.3.34: Vorhergesagte Werte für die kinetische Turbulenzenergie k bei drei Feuerfest-Systemen (vertikaler Schnitt durch die Symmetrieebene, Farbtafel im Anhang) [1.26]

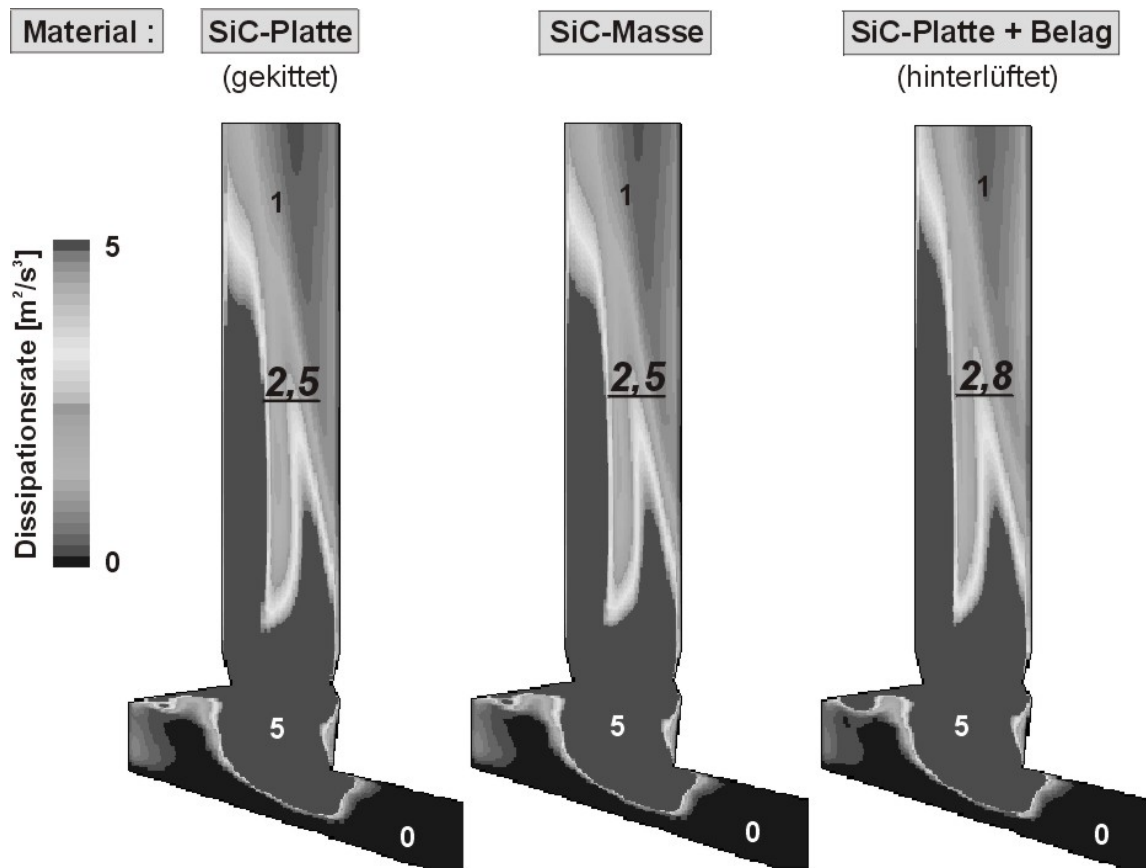


Bild 7.3.35: Berechnete Werte für die Dissipationsrate ε bei drei Feuerfest-Systemen (vertikaler Schnitt durch die Symmetrieebene, Farbtafel im Anhang) [1.26]

Bei der CO-Verteilung ist besonders im 1. Zug ein deutlicher Unterschied zwischen der hinterlüfteten Platte und den beiden anderen Arten zu erkennen. Ein kleinerer O_2 -Gehalt lässt die CO-Konzentration im Referenzpunkt von 650 auf 800 $mg/m^3_{i.N.}$ steigen. Dieser Effekt kann über das eingesetzte Reaktionsmodell erklärt werden. In Gleichung (4.5.18) wurde die Reaktionsrate \dot{r}_{c_i} vorgestellt. Sie hängt im mischungs-kontrollierten Zustand ("mixed = burned") vom Term „ $(\varepsilon \cdot \rho)/k$ “ ab. Im Referenzpunkt kann der Betrag dieses Termes für alle Wandmaterialien bestimmt werden:

- gekittete SiC-Platte: $\varepsilon/k \cdot \rho = 0,375$
- SiC-Masse: $\varepsilon/k \cdot \rho = 0,363$
- hinterlüftete SiC-Platte + Aschebelag: $\varepsilon/k \cdot \rho = 0,305$

Beim letztgenannten System ergibt sich für die Reaktionsrate ein vergleichsweise kleiner Faktor, sodass sich der Umsatz von CO zu CO_2 verlangsamt. Grundsätzlich hängt der Umsatz in erster Linie vom Turbulenzniveau ab. Den Ergebnissen ist zu

entnehmen, dass an den Stellen, an denen hohe Turbulenzenergien und Dissipationsraten vorhanden sind, niedrige CO-Werte existieren. Besonders in der Nähe der Sekundärluftdüsen ist der Umsatz zu CO₂ wegen der höheren Turbulenz auch größer. Im Bereich des Referenzpunktes sind die ε - und k-Werte für alle Fälle aber praktisch identisch, sodass auch der Quotient ε/k nahezu gleich bleibt. Für diesen speziellen Fall hängt der Umsatz dann vorwiegend von der Dichte ab, die besonders bei großen Temperaturunterschieden stark variiert. Deutlich höhere Temperaturniveaus, wie es bei der hinterlüfteten Variante mit zusätzlichem Staubbelaag der Fall ist, lassen die Dichte relativ drastisch absinken. Dies führt dann an lokalen Stellen zu einer geringeren O₂- sowie höheren CO-Konzentration.

7.3.5 Korrosionsgefahr

Da CFD-Codes für die Abbildung der Vorgänge in Müllverbrennungsanlagen bisher nicht all zu oft eingesetzt wurde, befindet sich auch die Vorhersage von Korrosionsneigungen mittels mathematischer Modellierung erst in einem frühen Stadium. Zur Eingrenzung der Korrosionsgefahr bei bestimmten Temperaturen und Aschezusammensetzungen wird in den nächsten Jahren angestrebt, mathematische Modelle mit thermodynamischen Modellen zu koppeln. Zurzeit können lediglich gefährdete Gebiete hinsichtlich Korrosionsneigungen mit Hilfe von CFD-Rechnungen aufgezeigt werden.

Ein direkter CO-Angriff ist bei den üblichen CO-Konzentrationen eher unwahrscheinlich. Allerdings wird die Aschezusammensetzung in reduzierenden Zonen von den Sulfaten hin zu den Chloriden verschoben, was zu ähnlichen Wirkungen wie beim Alkalichloridangriff führt [2.5.17]. Aus den numerisch berechneten wandnahen CO- und O₂-Verteilungen kann also gefolgert werden, ob an einer lokalen Stelle reduzierende Bedingungen existieren und daher eine Korrosion möglich ist.

In den nachfolgenden Bildern 7.3.35 - 7.3.40 wird aufgezeigt, dass die gefährdeten Gebiete auf Grund von reduzierenden Bedingungen je nach Feuerraumgeometrie und eingesetztem Sekundärluftzuführungskonzept minimiert werden können. Für die drei Feuerraumgeometrien ist jeweils das klassische Prinzip einem System gegenübergestellt, das für die entsprechende Betriebsweise gute Ergebnisse lieferte. Die dargestellten O₂- und CO-Verteilungen sind als wandnahe Konzentrationen zu verstehen, wobei die gewählten Schnitte einen Abstand zur Feuerrauminnenwand von einigen Zentimetern besitzen.

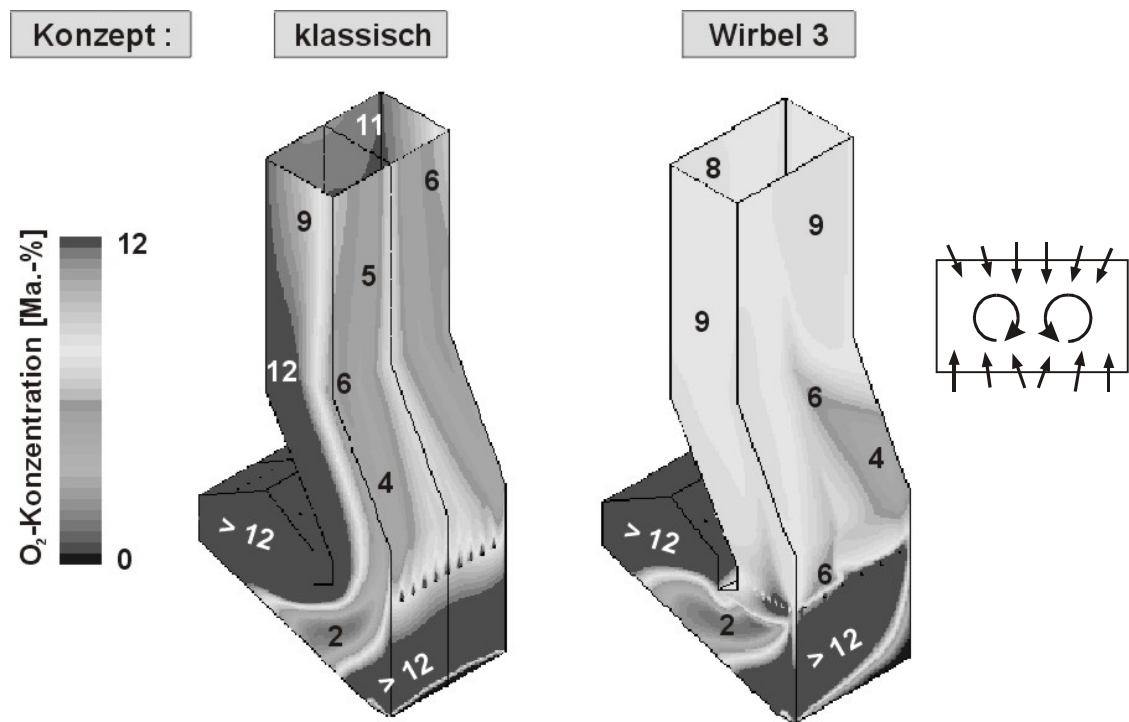


Bild 7.3.36: Wandnahe O_2 -Konzentrationen für die Gleichstromfeuerung (klassische Sekundärlufteindüsung und Wirbelkonzept 3, Farbtafel im Anhang) [1.27]

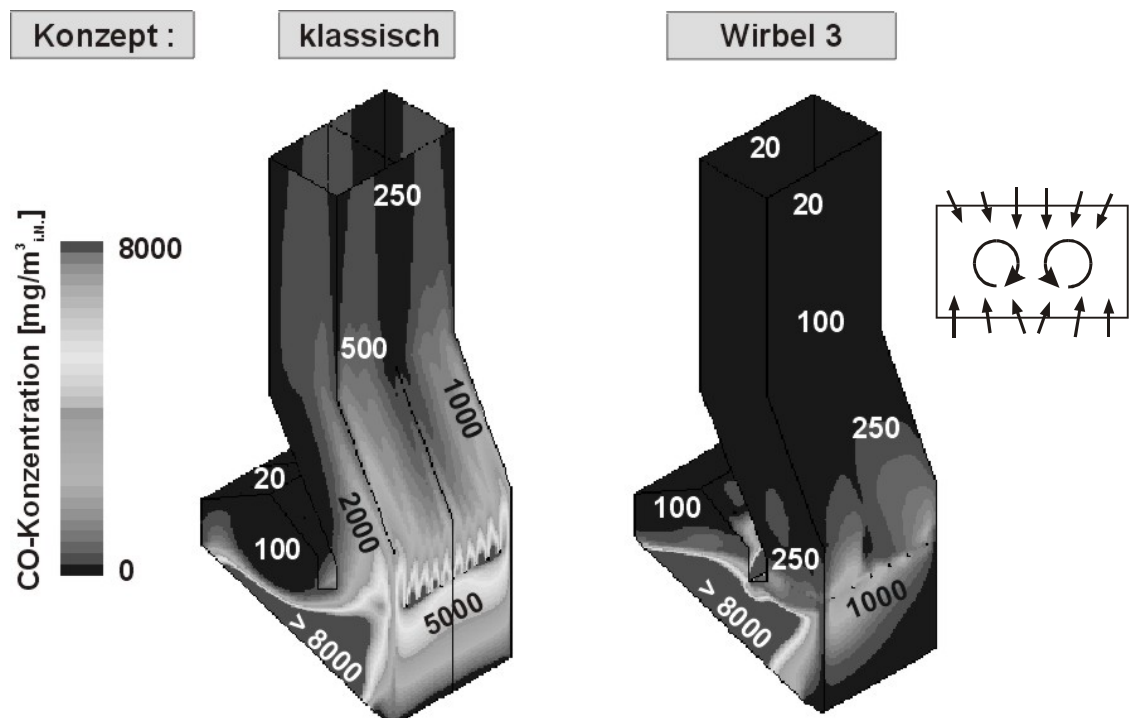


Bild 7.3.37: Wandnahe CO-Gehalte für die Gleichstromfeuerung (klassische Sekundärlufteindüsung und Wirbelkonzept 3, Farbtafel im Anhang) [1.27]

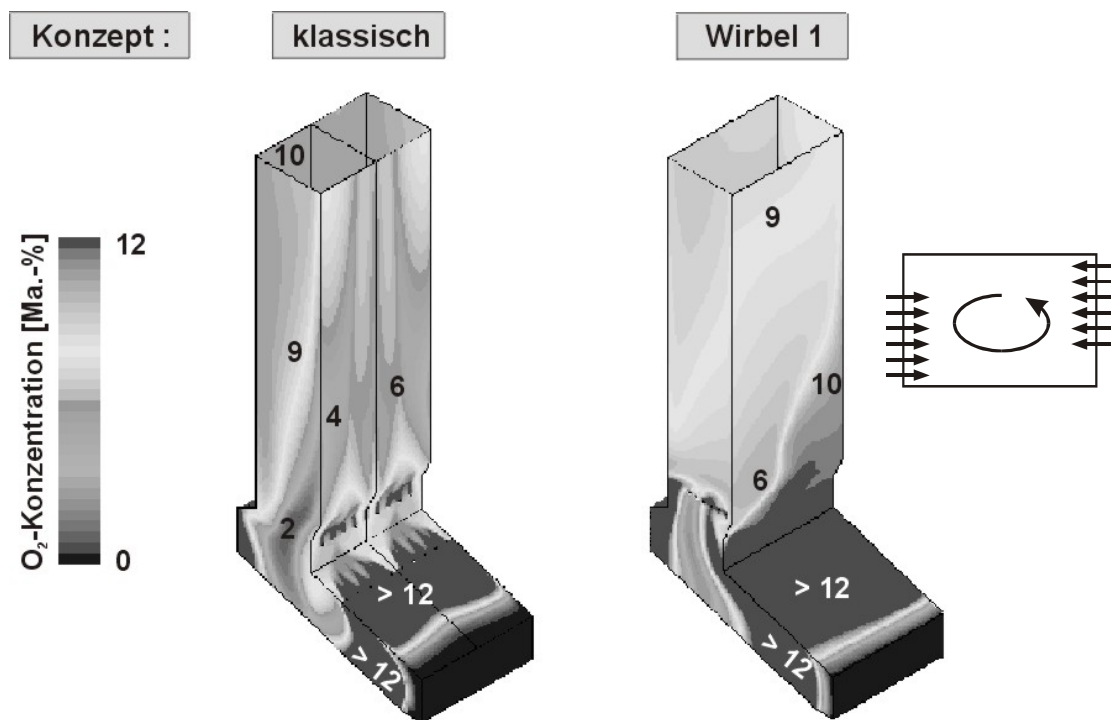


Bild 7.3.38: O_2 -Gehalte in Wandnähe bei Gegenstromfeuerungen (klassische Sekundärlufteindüsung und Wirbelkonzept 1, Farbtabelle im Anhang) [1.27]

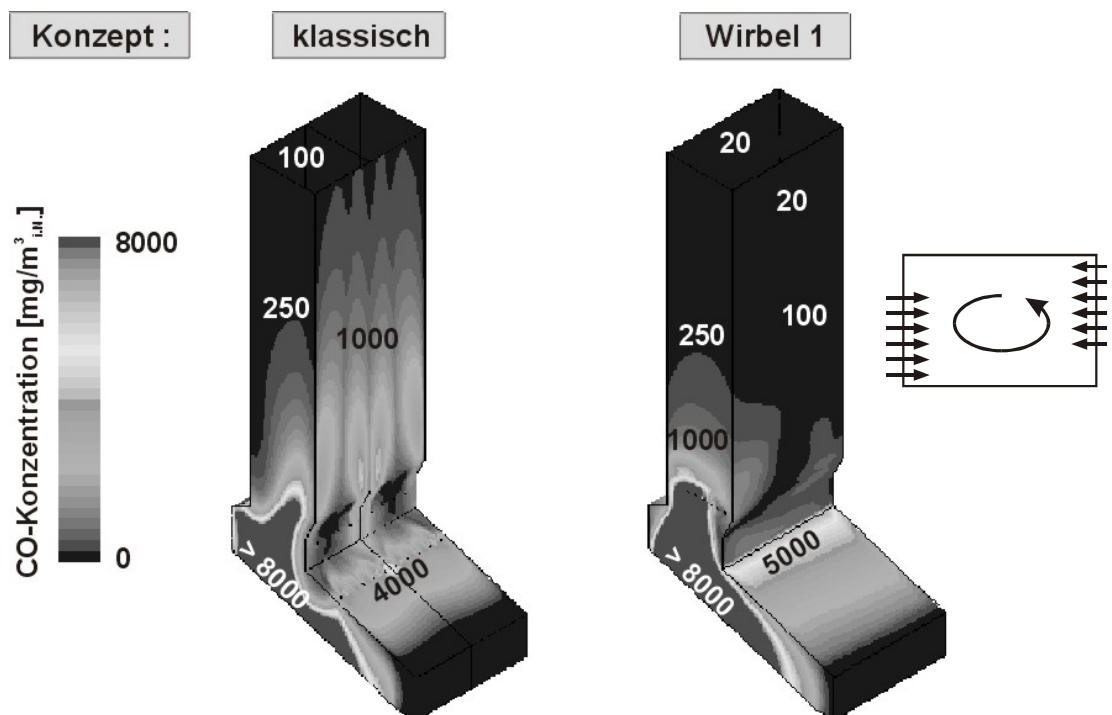


Bild 7.3.39: CO-Gehalte in Wandnähe bei Gegenstromfeuerungen (klassische Sekundärlufteindüsung und Wirbelkonzept 1, Farbtabelle im Anhang) [1.27]

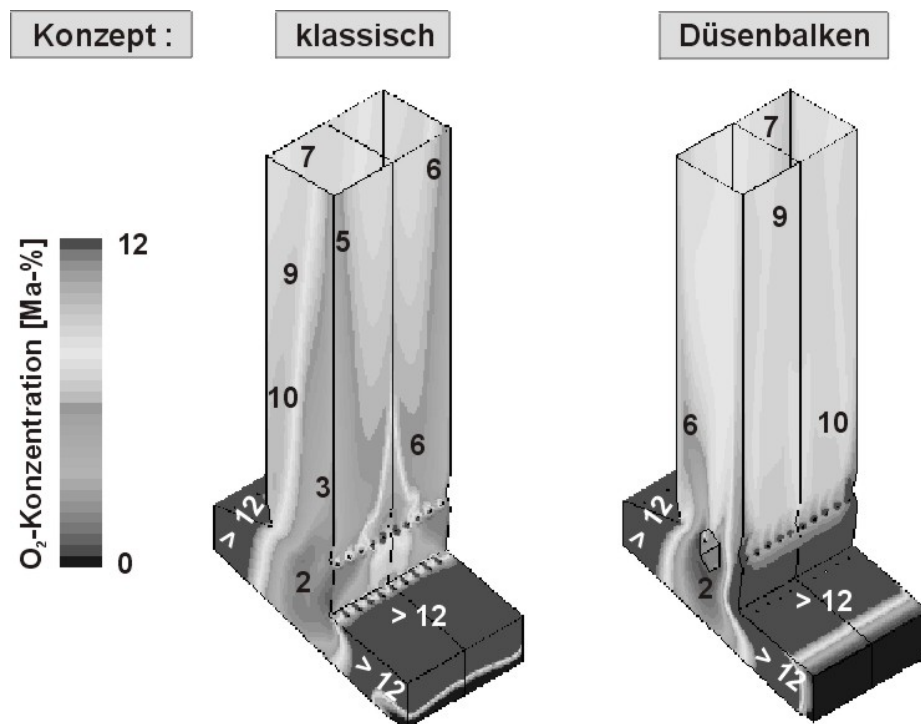


Bild 7.3.40: O_2 -Gehalte in Wandnähe für die Mittelstrombetriebsweise (klassische Sekundärlufteindüsung und Düsenbalken, Farbtafel im Anhang) [1.27]

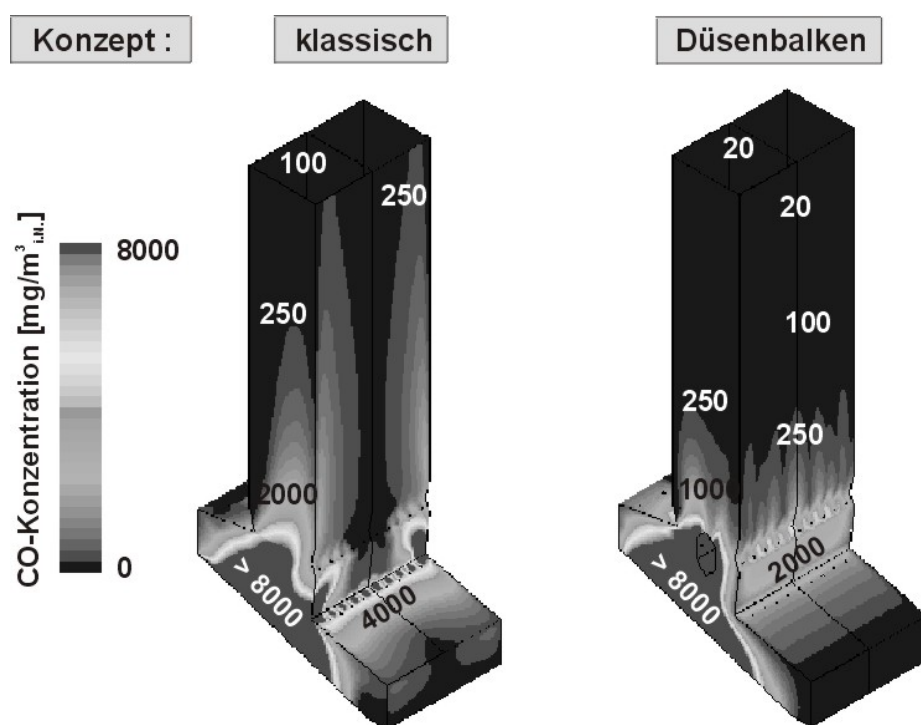


Bild 7.3.41: CO-Konzentrationen in Wandnähe für die Mittelstrombetriebsweise (klassische Sekundärlufteindüsung und Düsenbalken, Farbtafel im Anhang) [1.27]

Anhand der Ergebnisse in Kapitel 7.3.3 wurde eindeutig gezeigt, dass der Verbrennungsprozess bei Auswahl eines geeigneten Sekundärluftzuführungskonzeptes relativ einfach optimiert werden kann. Die Verteilungen sind bei den klassischen Systemen relativ inhomogen, was sich auch in den wandnahen O_2 - und CO-Feldern widerspiegelt.

Bei der Gleichstromfeuerung ist beim klassischen Konzept vor allem die Feuerraumrückwand bezüglich reduzierender Bedingung stark gefährdet. Der Sauerstoff aus der vierten Sekundärluftdüsenreihe, welche sich in der Feuerraumrückwand befindet, reicht bei weitem nicht aus, um die hohen CO-Konzentrationen, die aus der Hauptverbrennungszone stammen, vollständig und schnell abzubauen. An der gesamten Rückwand des 1. Zuges ist somit ein O_2 -Mangel in Bild 7.3.35 zu erkennen. Schließt man zusätzlich die wandnahen CO-Gehalte in die Betrachtung mit ein und bildet eine Schnittmenge (niedrige O_2 - und hohe CO-Konzentrationen), kann gefolgert werden, dass an der Feuerraumrückwand bis zum Ende des Schrägzuges eine akute Korrosionsgefahr besteht. Beim Wirbelkonzept 3, mit dem sehr gute Resultate für die Gleichstromfeuerung erzielt worden sind, fällt nur eine kleine lokale Stelle zu Beginn des Schrägzuges mit weniger als 6 Ma.-% Sauerstoff auf. Da die CO-Werte aber gleichzeitig in diesem Bereich nicht gerade besonders hoch sind, können die Verteilungen bezüglich reduzierender Gebiete sehr positiv bewertet werden. Generell besteht bei den Drehströmungen im Hinblick auf Korrosion der Vorteil, dass die Sauerstoffkonzentrationen auf Grund des kreisrunden oder elliptischen Wirbels vorwiegend außen höher sind als in der Mitte des Querschnittes. Dies haben auch die Ergebnisse in Kapitel 4.3.3 bestätigt. Höhere CO-Konzentrationen und niedrigere O_2 -Gehalte waren prinzipiell nur in der Mitte der horizontalen Schnitte zu beobachten, nicht aber in der Nähe der Feuerraumwände.

Ein ähnliches Bild offenbart sich bei der Gegenstromfeuerung. Auch hierbei ist die Anströmung des 1. Zuges beim klassischen Konzept auf Grund der Geometrie nicht gerade optimal. Die Folgen sind u.a. bei den wandnahen Speziesverteilungen in den Bildern 7.3.37 und 7.3.38 zu erkennen. An der Stirnwand und im vorderen Bereich der Seitenwände sind keine reduzierenden Bedingungen ersichtlich, wohl aber im hinteren Bereich. Bei Verwendung des Wirbelkonzeptes 1 ist eine Gefahr durch Korrosion im Nachbrennraum praktisch nicht vorhanden, da eine stabile Oxidschicht bei einer Sauerstoffkonzentration von 6 Ma.-% (niedrigster Wert im gesamten 1. Zug) immer noch gewährleistet sein sollte.

Bei der klassischen Art der Mittelstromfeuerung sind in Bild 7.3.39 ebenfalls CO-Strähnen entlang der Feuerraumwände zu beobachten. Allerdings ist das CO-Niveau im Vergleich zur Gleich- und Gegenstromfeuerung deutlich niedriger, sodass auch bei gleichzeitig relativ kleinen Sauerstoffgehalten (Bild 7.3.38) eher eine geringere

Korrosionsgefahr besteht. Noch positiver sind die Speziesverteilungen, wenn ein Düsenbalken als Sekundärlufteindüsungskonzept für die Mittelstromgeometrie verwendet wird. Bis auf eine kleine Stelle im Bereich der Seitenwand oberhalb des Verdrängungskörpers sind die Sauerstoffkonzentrationen gleichmäßig hoch. Im Vergleich zu den Wirbelkonzepten 1 und 4, bei denen die Sekundärluft von den Seitenwänden zugeführt wird, stellt das Gebiet in der Nähe der Seitenwände zu Beginn des 1. Zuges die einzig kritische Stelle beim Konzept mit Düsenbalken dar. Je nach Rohrteilung der individuellen Müllverbrennungsanlage kann der Abstand von äußerer Düse zur Seitenwand zu groß sein, sodass sich hier hohe CO-Werte und niedrige O₂-Konzentrationen ergeben können.

7.3.6 Verschlackungs- und Verschmutzungsneigung

Wie auch im vorherigen Kapitel, können mit Hilfe von numerischen Simulationen nur Gebiete vorhergesagt werden, in denen die Gefahr von Partikelanlagerungen besteht. Zur weiteren Analyse des Verschlackungs- bzw. Verschmutzungsverhaltens kann wieder eine Kopplung mit thermodynamischen Modellen sehr sinnvoll sein, da die Prozesse vor allem durch die Materialeigenschaften der Partikel dominiert werden. Neben der Anströmung der Feuerraumwände ist nämlich insbesondere das von der Zusammensetzung und der Temperatur abhängige Erweichungs- und damit Haftverhalten von entscheidender Rolle.

Mit reinen Strömungsberechnungen können aber auch schon wichtige Hinweise hinsichtlich des Ansatzverhaltens gewonnen werden. Zumindest kann qualitativ gefolgert werden, dass an Stellen mit hohen Partikelkonzentrationen und -temperaturen, eine erhöhte Wahrscheinlichkeit für eine Verschlackung/Verschmutzung vorliegt (aerodynamische Wahrscheinlichkeit). Dies kann mit CFD-Codes problemlos anhand der Partikelflugbahnen in Kombination mit den Partikeltemperaturen realisiert werden. Für die drei Feuerraumgeometrien mit der konventionellen Sekundärlufteindüsung sind die Partikelbahnen in Bild 7.3.41 visualisiert. Am Beispiel der Mittelstromfeuerung werden in Bild 7.3.42 außerdem die verschiedenen Sekundärluftzuführungskonzepte im Hinblick auf gleichmäßige Partikelverteilungen verglichen.

Die Berechnung der Partikelflugbahnen wurde nach der Gasphasenberechnung durchgeführt. Es wurde ein Erwärmungsmodell angewandt, das eine direkte Wechselwirkung zwischen den Partikeln und der Gasphase nicht berücksichtigt. Die Partikelflugbahnen stellen mittlere Flugbahnen dar, die sich für 20 Partikel á 3 Reihen (oberhalb des Müllbettes) mit folgenden Randbedingungen ergeben:

- Durchmesser: 0,1 - 1 mm,
- Korngrößenverteilung: Rosin-Rammler-Sperling-Benett ($n = 2$),
- Anfangsgeschwindigkeit: 1 m/s und
- Starttemperatur: 400°C.

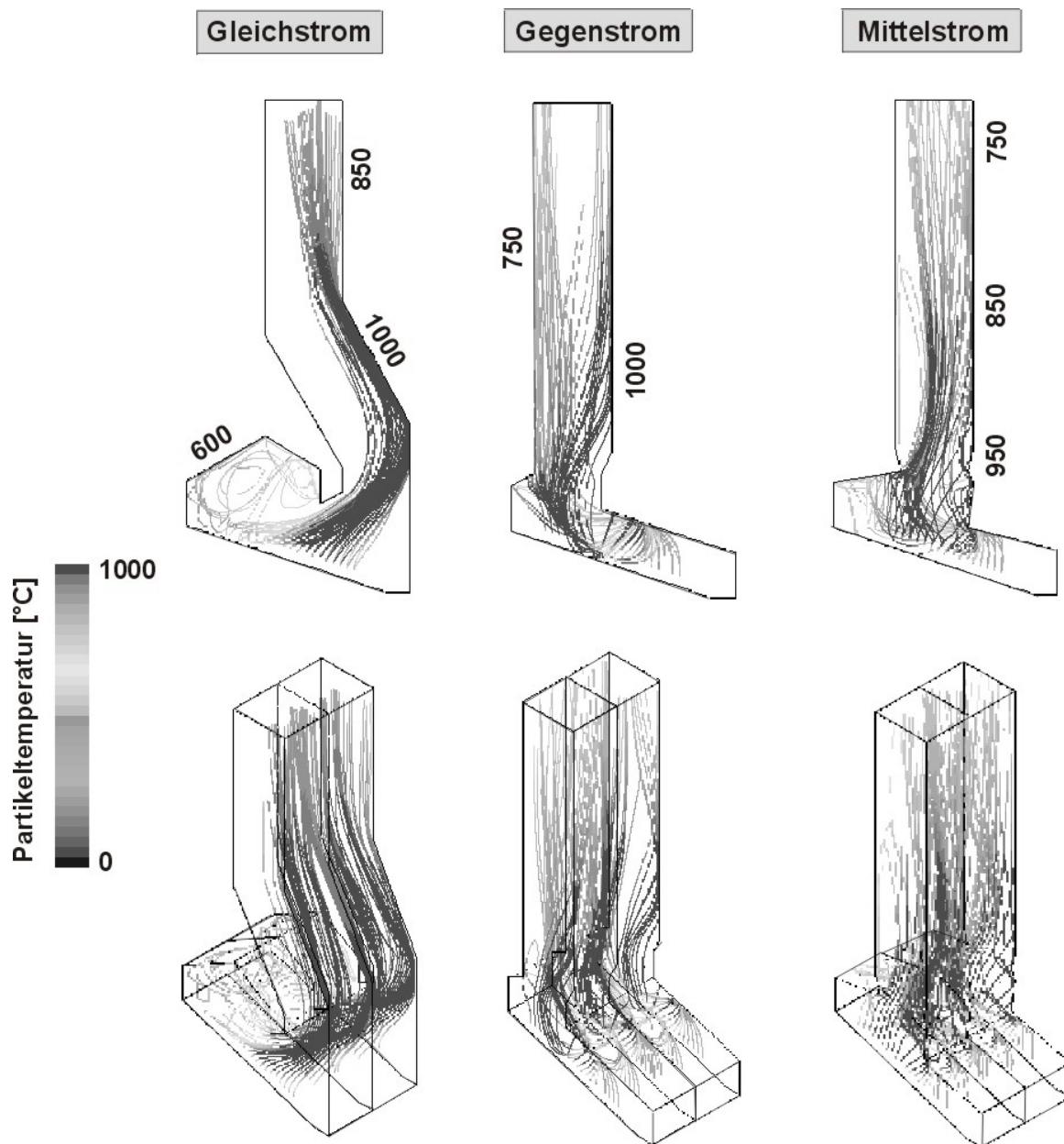


Bild 7.3.42: Mittlere Partikelflugbahnen und -temperaturen (3 Feuerraumgeometrien in Verbindung mit der konventionellen Sekundärluftzuführung) [1.27]

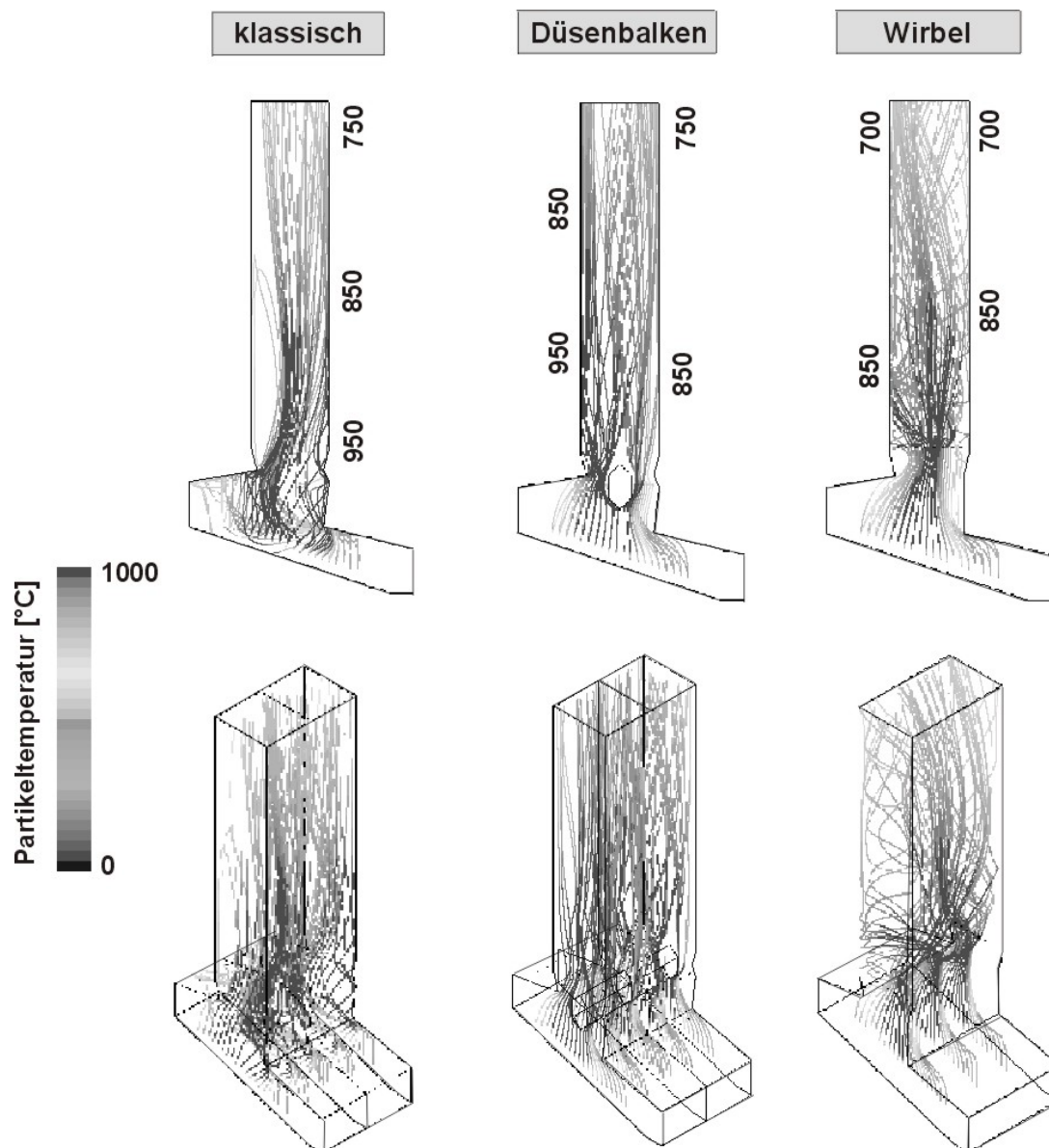


Bild 7.3.43: Mittlere Partikeltrajektorien und -temperaturen bei Mittelstromfeuerungen (verschiedene Sekundärluftzuführungskonzepte) [1.27]

Das ungünstigste Verschlackungsverhalten weist eindeutig die Gleichstromfeuerung auf. Die Partikel treffen mit einer hohen Temperatur und unter einem relativ großen Winkel auf die Rückwand des Schrägzuges auf, was tendenziell eine sehr hohe Verschlackungsgefahr bedeutet. Im vorderen Bereich existieren vor der Umlenknase Rezirkulationszonen, sodass nicht alle Partikel der Hauptströmung folgen werden und somit eine akute Verschmutzungsgefahr besteht. Besonders nachteilig würde sich dann eine Anbackung in der Nähe der drei Sekundärluftdüsenreihen auswirken. Die Winkel der Lufteindüsungen verändern sich dann nämlich auf Grund der Anlagen, was zu einem komplett anderen Verbrennungsprozess führen würde. Die Lufterdüsen könnten im schlimmsten Fall sogar ganz zuwachsen, sodass keine Sekundärluft mehr eingebracht werden kann. Die Anströmung der Feuerraumwände durch die Partikelphase stellt bei der Gegen- und Mittelstrom-Modellanlage im Vergleich

zum Gleichstrom eine Verbesserung dar. Vorwiegend verlaufen die Partikelflugbahnen parallel zu den Wänden des 1. Zuges. Außerdem ist die Partikelphase über den ganzen Querschnitt gleichmäßiger verteilt. Allerdings sind auch hier einige Bereiche zu beobachten, die eine Verschlackungs- bzw. Verschmutzungsgefahr aufweisen. Bei der Gegenstromfeuerung ist die Ansaugung zwischen den Düsen der Düsenreihe IV (in Decke der Nachbrennzone) zu nennen. Durch höhere Partikelkonzentrationen und -temperaturen könnten in diesem Bereich verschlackte Einzeldüsen entstehen, die inhomogene Verteilungen resultieren lassen würden. Die Rückwand des 1. Zuges ist bei der Gegenstrombetriebsweise ebenfalls gefährdet. Die Partikel treffen erstens unter einem ungünstigen Winkel auf die Wände auf und zweitens ist das Temperatur-Niveau mit etwa 1000°C so hoch, dass sogar Einzelkomponenten erweichen können. Bei der Mittelstromfeuerung fällt insbesondere die Rezirkulationszone an der Vorderwand des 1. Zuges auf, in der sich Partikel ansammeln können. Schon durch die Bildung von Ablagerungen im Bereich des Strahlzuges wird der Abbau der Wärme im Kessel allgemein negativ beeinträchtigt und die Wärmeaufnahme immer weiter zum Kesselende hin verschoben.

Bei einer Gegenüberstellung der verschiedenen Sekundärluftzuführungskonzepte fällt erneut auf, dass die klassische Art durch den Einsatz eines Düsenbalkens oder einer Drehströmung optimiert werden kann. Hinsichtlich des Verschlackungs- und Verschmutzungsverhaltens zeigt die Mittelstromfeuerung in Verbindung mit einem Düsenbalken ein nahezu perfektes Bild. Die einzige Vorsichtsmaßnahme muss gegen Erosion an der Unterkante des Düsenbalkens getroffen werden. Hier prallen nämlich sehr viele Partikel mit einer relativ hohen Geschwindigkeit sowie Temperatur auf. Ansonsten besteht auch bei den Partikeltemperaturen um 850°C praktisch keine akute Verschlackungsgefahr, weil die Flugbahnen fast ausnahmslos parallel zu den Wänden verlaufen und somit nur sehr wenige Partikel/Wandkollisionen entstehen. Die Partikelphase wird bei den Wirbelkonzepten genauso gleichmäßig verteilt wie beim Einsatz des Düsenbalkens, allerdings neigen die Partikel auf Grund der Drehbewegung dazu, relativ oft auf die Wände des Strahlzuges zu prallen. Dies stellt sich im Hinblick auf Ablagerungen gegenüber dem Verdrängungskörper als nachteilig dar.

7.4 Anlagenoptimierung von realen Großanlagen

7.4.1 Sekundärluftverteilung

Ein wichtiger Einflussfaktor auf den Verbrennungsprozess stellt die Verteilung der Sekundärluft auf die einzelnen Düsenreihen dar. Für die Optimierung der Gleichstromfeuerung MVA 1 wurden nach der Abbildung des Referenzfalles zwei weitere Betriebsfälle simuliert. Gegenüber dem Referenzfall lag der Unterschied vor allem in der Sekundärluftmenge der Düsenreihe 2, welche in der Mitte der Feuerraumdecke

angeordnet war (vgl. Bild 6.3.1 und Tab. 6.3.3). Bei Betriebsfall A wurde die zweite Düsenreihe mit der doppelten Luftmenge beaufschlagt, bei Betriebsfall B war es die dreifache Menge. In den Bildern 7.4.1 - 7.4.3 werden sowohl vertikale als auch horizontale Geschwindigkeits- und Temperaturverteilungen sowie normierte CO-Mittelwerte für die drei Betriebsfälle der MVA 1 direkt gegenübergestellt. Sie sollen u.a. verdeutlichen, welches Optimierungspotential in einigen Anlagen noch vorhanden ist.

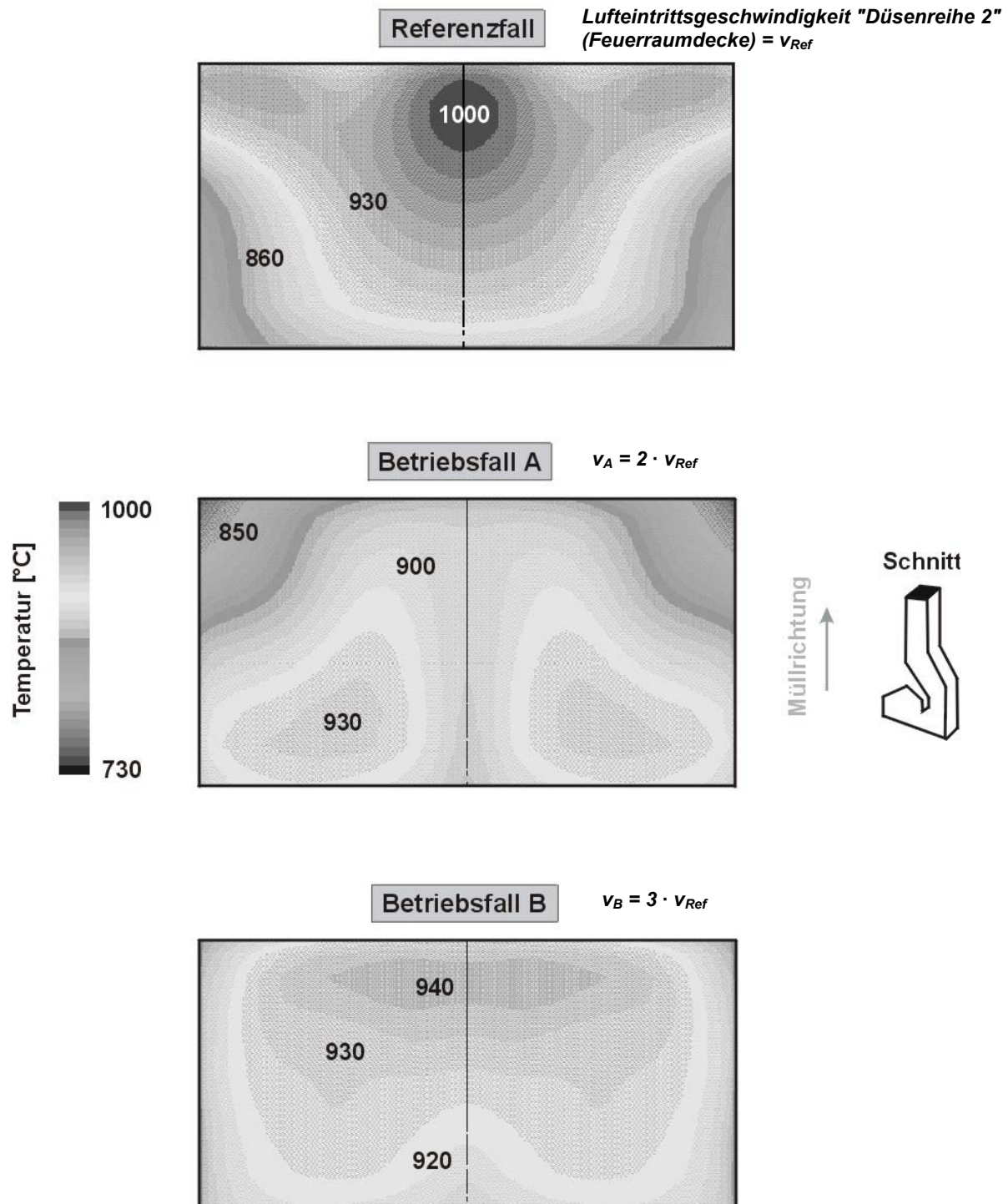


Bild 7.4.1: Vorhergesagte Temperaturen im 1. Zug bei $H = +40$ m für drei Betriebsfälle (Farbtafel im Anhang) [1.22]

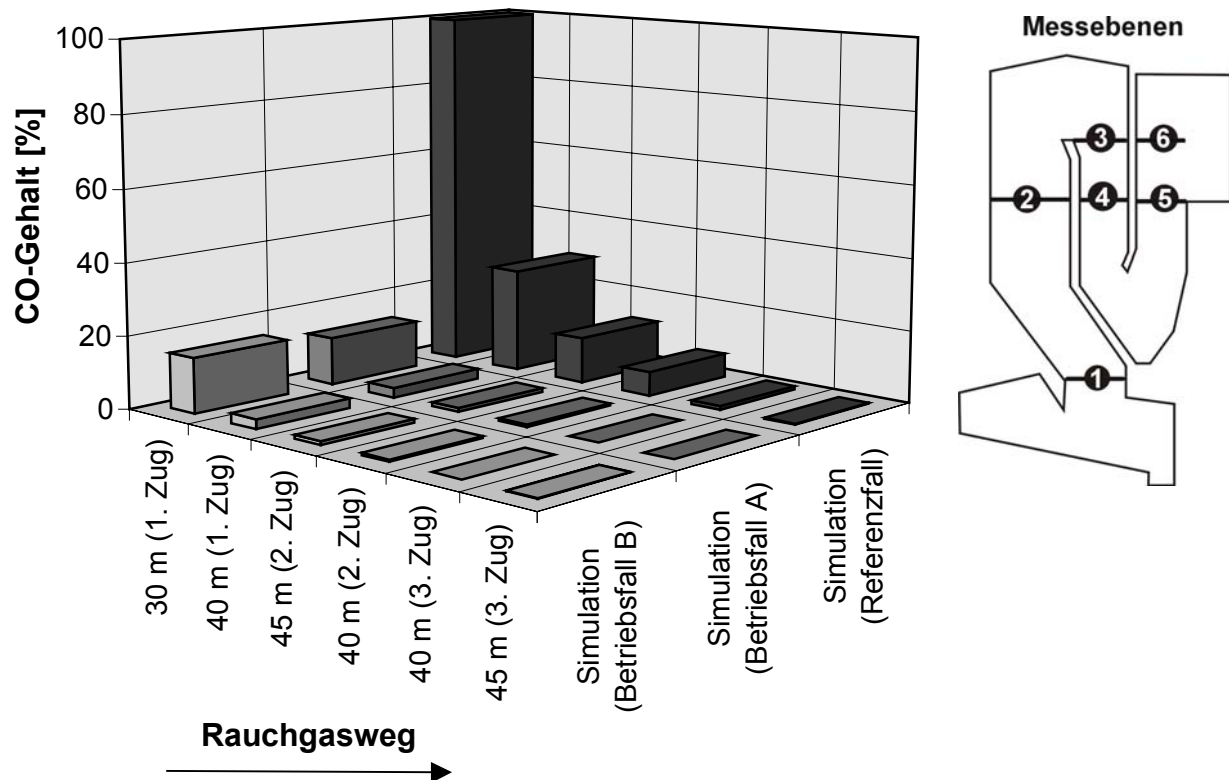


Bild 7.4.2: Numerisch berechnete CO-Mittelwerte in allen Messebenen (normierter Wert, auf höchste CO-Konzentration bezogen) [1.22]

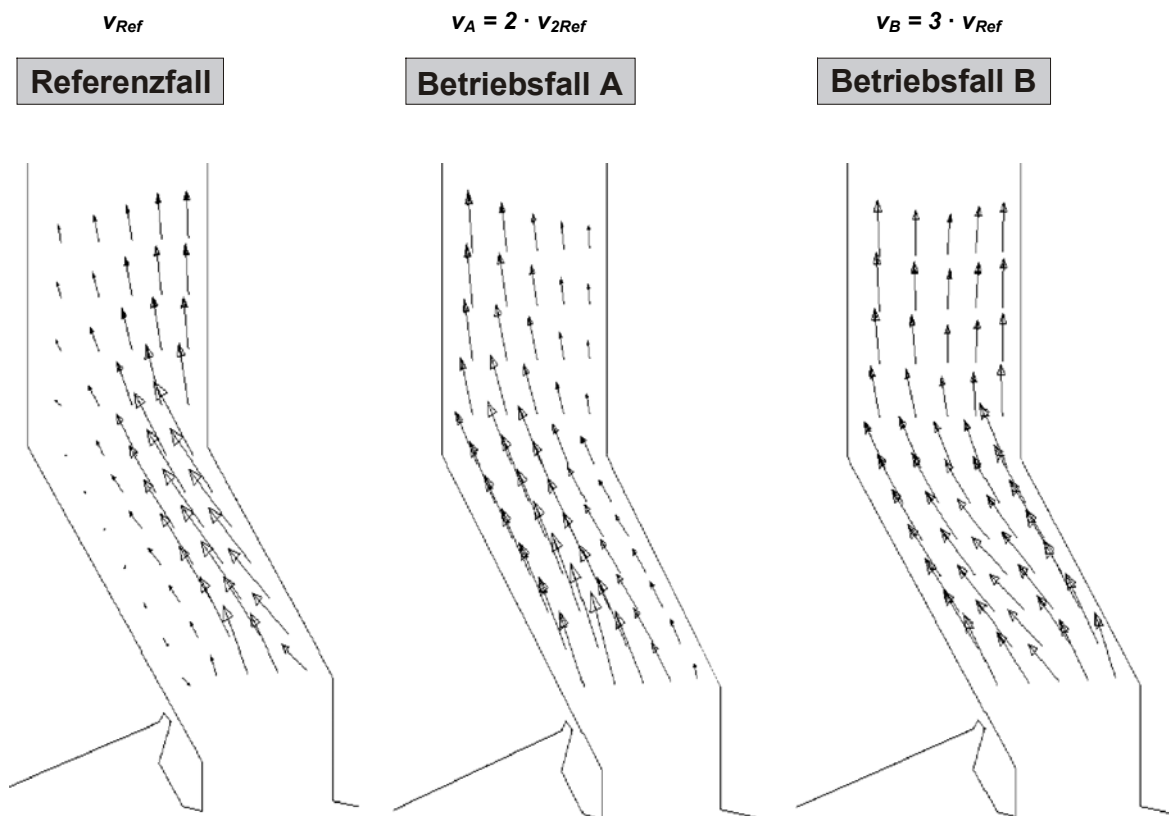


Bild 7.4.3: Vektordarstellung im Bereich des Schrägzuges für drei Betriebsfälle [1.22]

Allen Ergebnissen (Bilder 7.4.1 - 7.4.3) ist zu entnehmen, dass der Referenzfall hinsichtlich der Verbrennungsbedingungen noch deutlich optimiert werden konnte. Um für alle sechs Messebenen die CO-Niveaus der drei Betriebsfälle in einem Diagramm (Bild 7.4.2) erkenntlich machen zu können, wurden die CO-Mittelwerte normiert. Hiermit kann aus Bild 7.4.2 abgeleitet werden, dass die CO-Niveaus bei den Betriebsfällen A und B im Vergleich zum Referenzfall wesentlich niedriger sind, vor allem im 1. Zug ist das gemittelte Niveau um etwa 90% kleiner. Das Geschwindigkeitsfeld ist beim Betriebsfall A gegenüber der Anfangsauslegung erheblich verbessert worden. Am gleichmäßigsten sieht aber das Strömungsfeld für Betriebsfall B aus. Bei der Vektordarstellung für den Referenzfall fällt die bei den Modellanlagen beschriebene Strömungsanlegung an der Feuerraumrückwand auf. Wird die in der Feuerraumdecke angeordnete Sekundärluftdüsenreihe 2 (vgl. Kapitel 6.3) mit einer doppelten oder dreifachen Menge beaufschlagt, kann dieser Effekt unterbunden werden. Allerdings ist diese Änderung in sehr vielen Altanlagen nicht umsetzbar, da die Austrittsgeschwindigkeiten auf Grund von feststehenden Düsendurchmessern viel zu groß werden würden. Außerdem müssten gegebenenfalls die Sekundärluftgebläse ausgetauscht werden, was zu erheblichen Kosten führen würde.

Darüber hinaus muss bei dieser Gleichstromfeuerung noch angemerkt werden, dass der Müll sorgfältig vorsortiert wird, um möglichst gleichmäßig gute Brennstoffeigenschaften zu erhalten. Die Hauptverbrennungszone liegt infolgedessen sehr weit vorne, was eigentlich sehr untypisch für Gleichstromanlagen ist. In Kapitel 7.3.2 wurde allerdings anhand der Gleichstrom-Modellanlage gezeigt, dass eine Verschiebung der Hauptverbrennungszone zum Rostanfang sogar durchaus Vorteile bringt. Trotzdem erkennt man auch bei dieser Realanlage, dass sich die Hauptströmung auf Grund der für Gleichstromfeuerungen charakteristischen Umlenkknase schnell an eine Feuerraumwand anlegen kann. Eine Verbesserung ist zwar möglich, sie ist aber, wie oben erwähnt, relativ kostenintensiv.

Die Verbesserungen im Strömungsfeld machen sich auch direkt in den Temperaturverteilungen bemerkbar. Genau in den Rezirkulations- sowie Totzonen ergeben sich bei den beiden ersten Betriebsfällen deutlich abgesenkte Temperaturen. Da in diesen Regionen nur bedingt Verbrennungsreaktionen ablaufen, ist die Temperatur folglich auch viel geringer. Ein sehr homogenes Geschwindigkeitsfeld lässt auch sehr homogene Temperaturverteilungen resultieren, wie an dem Schnitt am Ende des 1. Zuges beim Betriebsfall B zu beobachten ist. Der Unterschied zwischen maximaler und minimaler Temperatur liegt in der gewählten Ebene bei ca. 30 K.

7.4.2 Sekundärluftdüsenanstellung

Bei der realen MVA 2 (vgl. Kapitel 6.3) wurde ursprünglich das klassische Sekundärluftzuführungskonzept verwendet. Bereits nach kurzer Reisezeit wurde allerdings festgestellt, dass die Kesselheizflächen durch Aschepartikel belegt und Korrosionserscheinungen zu erkennen waren. Als Umbaumaßnahme sollte am Übergang vom Feuer- in den Nachbrennraum ein Verdrängungskörper in die Anlage integriert werden.

Mit Hilfe von numerischen Berechnungen wurde versucht, eine geeignete Prisma-Auslegung zu finden. Zunächst sollten die Sekundärlufteindüsungswinkel optimiert werden. Weil die beiden vorhandenen Sekundärluftdüsenreihen aus praktischen Gründen nicht verändert werden sollten, waren nur die Düsenanstellungen der beiden Reihen im Prisma zu variieren.

Es wurden zunächst zwei Varianten näher untersucht. Bei Variante 2 erfolgte die Wahl der Winkel so, dass sich die Sekundärluftstrahlen im vorderen sowie hinteren Durchgang kreuzen. Die Konfiguration mit gekämmten Strahlen wurde bei Variante 1 angewandt. Beide Varianten sind in Bild 7.4.4 schematisch abgebildet.

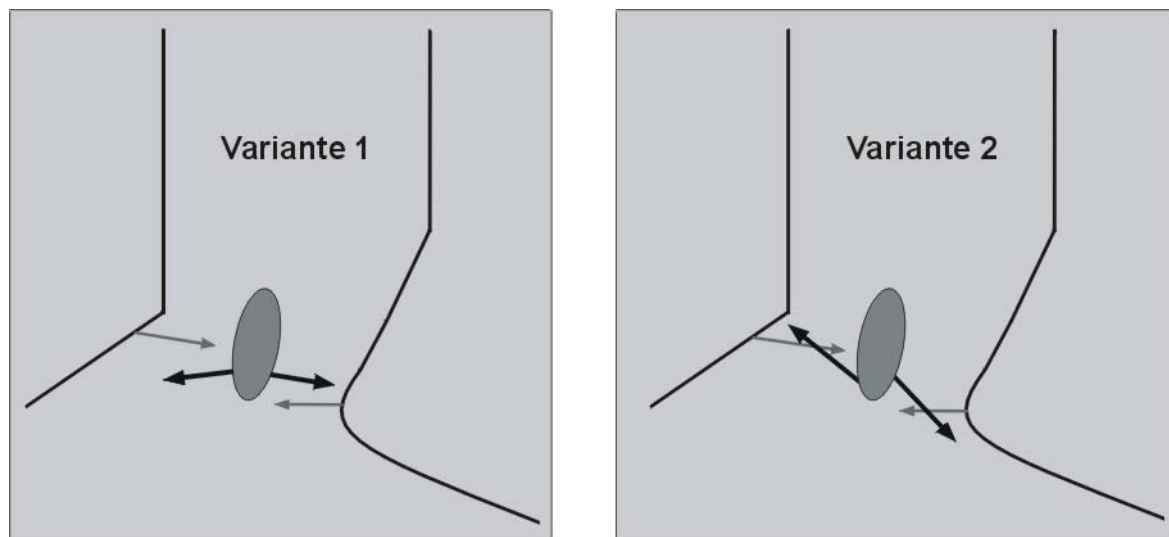


Bild 7.4.4: Untersuchte Düsenanstellungen beim "Bonner Prisma"

Die erzielten Ergebnisse sind in Form von Temperatur- und Geschwindigkeitsverteilungen in den Bildern 7.4.5 und 7.4.6 dargestellt.

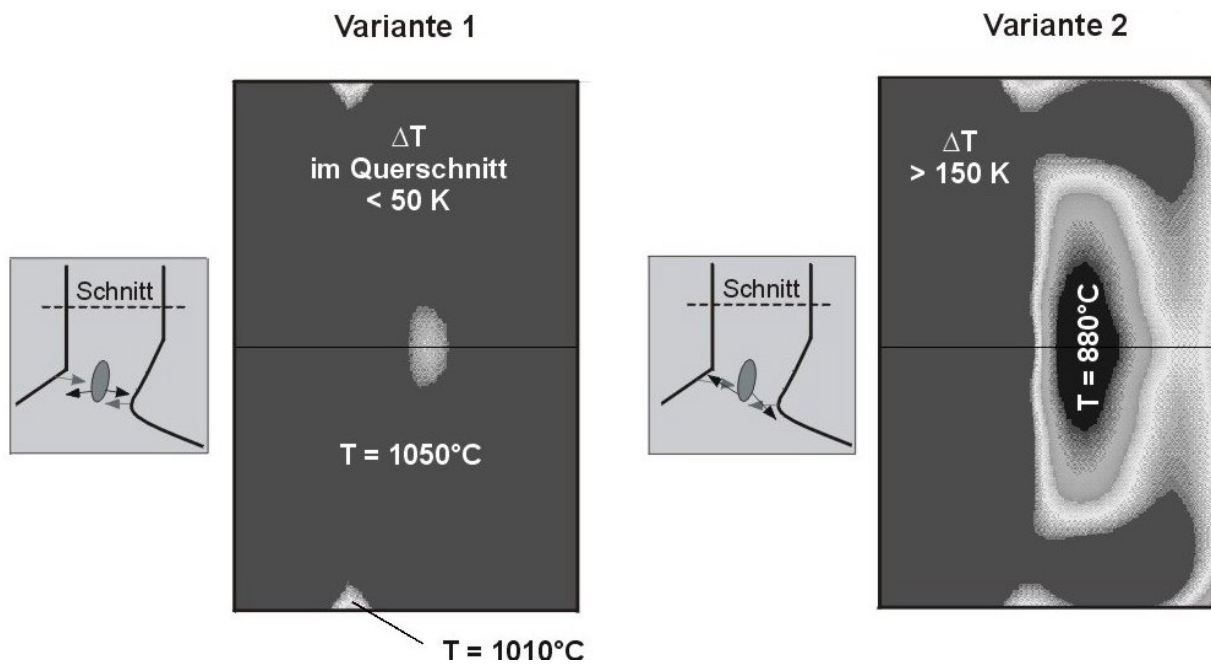


Bild 7.4.5: Temperaturen in einem horizontalen Schnitt zu Beginn des 1. Zuges [1.23]

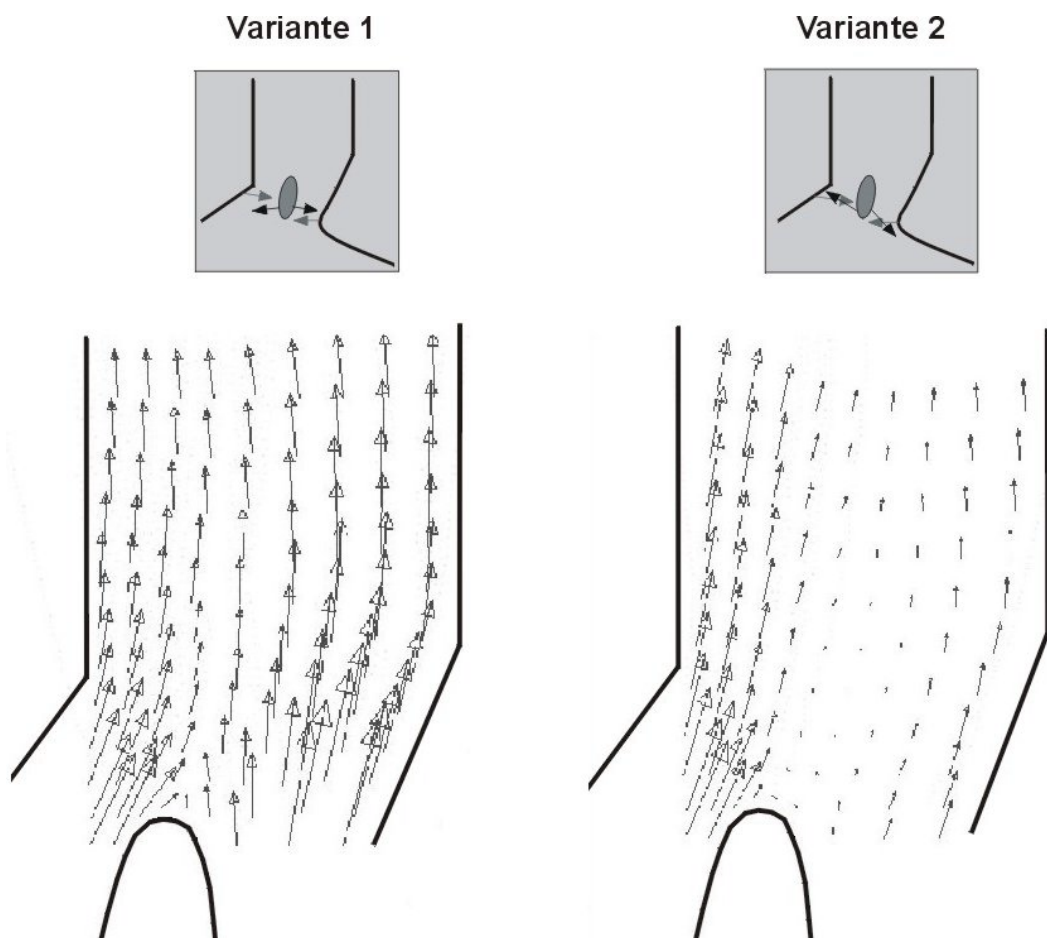


Bild 7.4.6: Strömungsfeld in einem vertikalen Schnitt [1.23]

Die Simulationsergebnisse haben gezeigt, dass sich die Anordnung mit den gekämmten Sekundärluftstrahlen als vorteilhaft erwiesen hat. Das berechnete Strömungsfeld ist sehr gleichmäßig, was zu ebenso homogenen Temperaturverteilungen führt. Der Temperaturgradient in der gewählten Ebene ist im Vergleich zur 2. Variante deutlich geringer. Dass sich die Strahlen bei der 2. Konfiguration kreuzen, hat zwar den Vorteil einer höheren Turbulenz, allerdings werden die Strahlen auch gegenseitig beeinflusst, sodass nur bedingt eine homogene Strömung und damit Mischung entstehen kann. Im vorderen Durchgang ist die Geschwindigkeitsverteilung noch recht gleichmäßig, im hinteren Durchgang ist aber eine Totzone oberhalb des Prismas zu erkennen, wodurch die Rauchgastemperatur genau an dieser Stelle erheblich reduziert wird.

Mit den gerade gewonnenen Ergebnissen wurde die Anlage in Bonn neu ausgelegt, umgebaut und wieder in Betrieb genommen. Nachfolgend sollen die Bilder 7.4.7 und 4.4.8 zeigen, dass mit dem "Bonner Prisma" im Vergleich zum alten Sekundärluft-eindüsungskonzept stark verbesserte Verbrennungsbedingungen erzielt werden konnten.

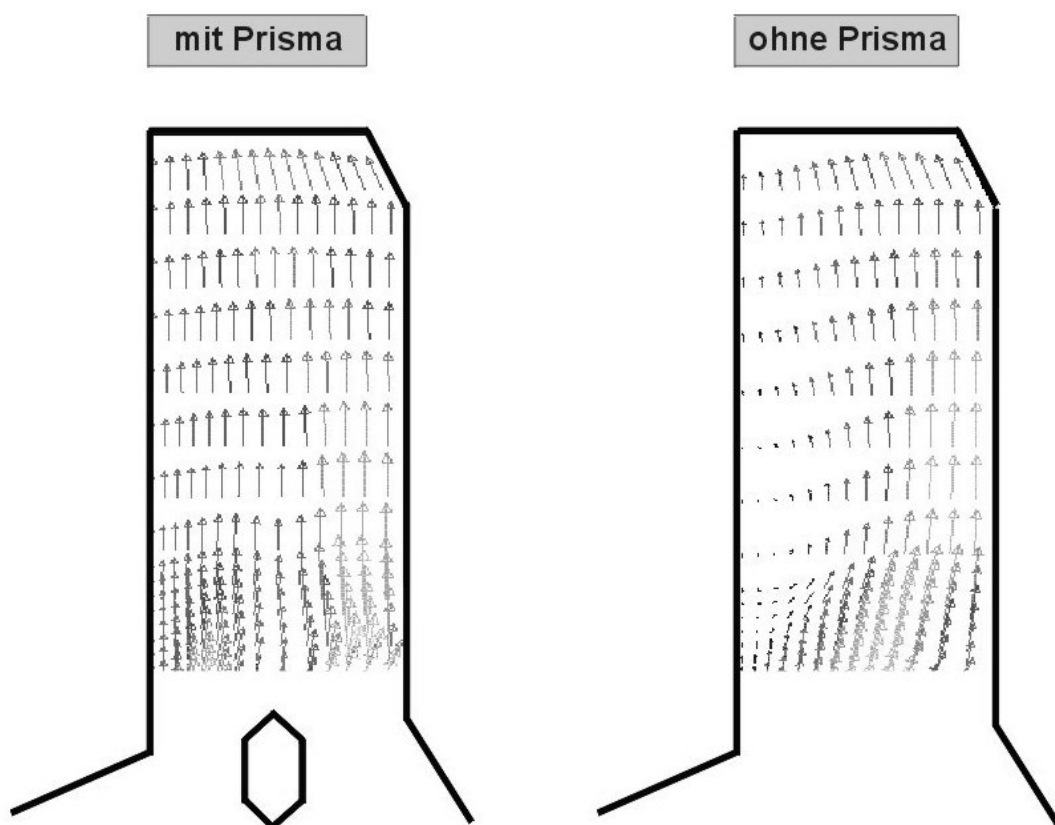


Bild 7.4.7: Vektoren in einer vertikalen Ebene am Ende des 1. Zuges (Schnitt: Mitte einer Symmetriehälfte) [1.23]

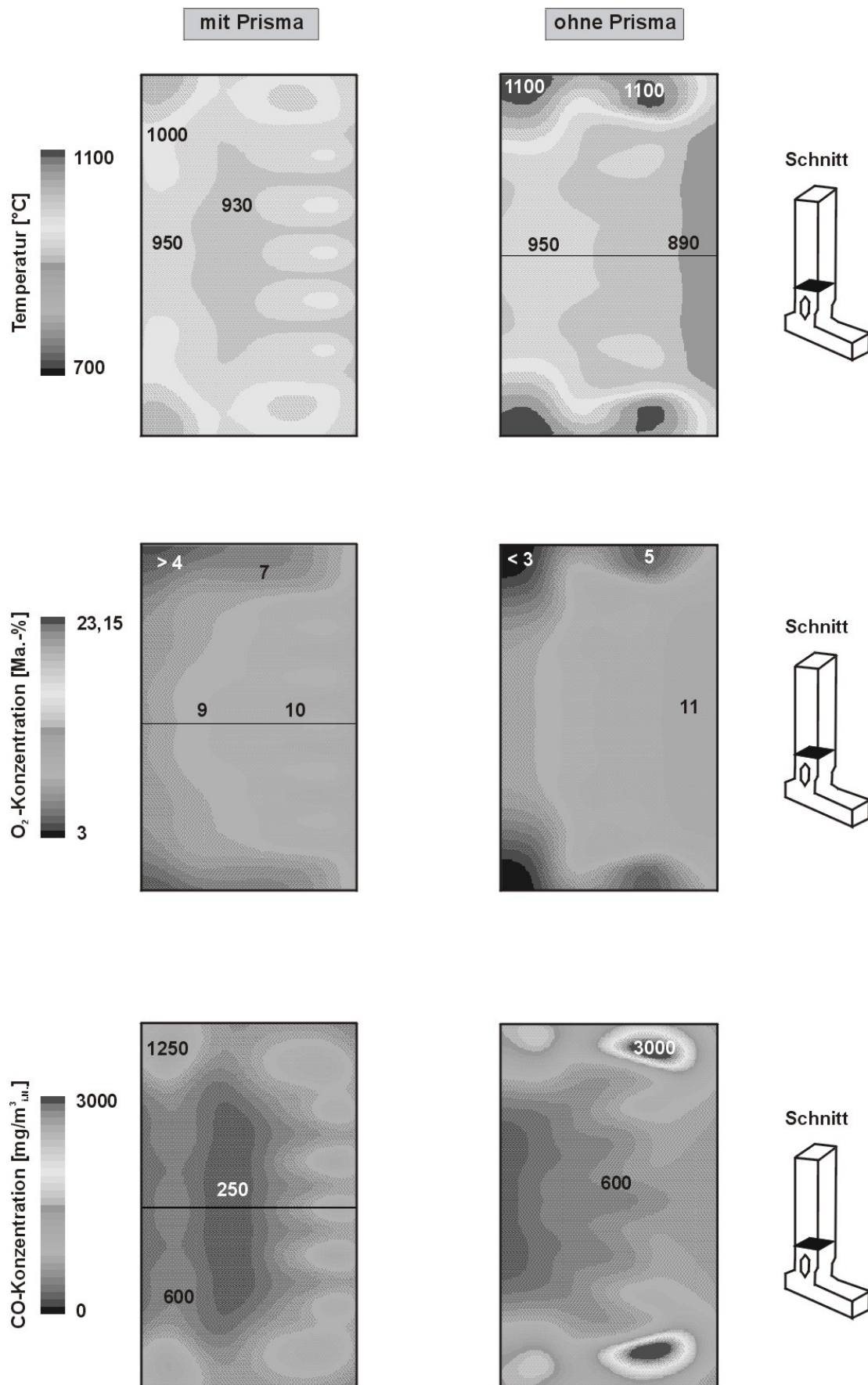


Bild 7.4.8: Einfluss des Bonner Prismas auf Temperatur- und Speziesverteilungen (Farbtafel im Anhang) [1.23]

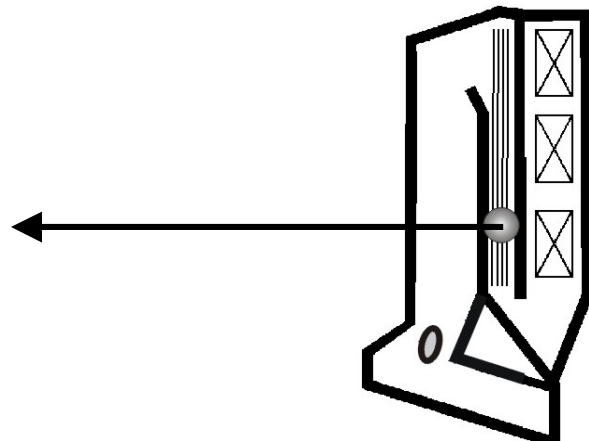
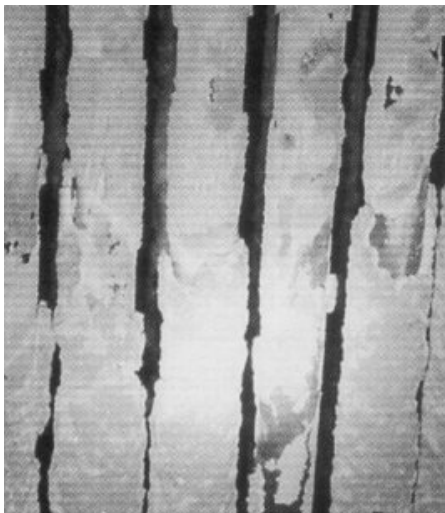
Am Geschwindigkeitsfeld kann wiederum erkannt werden, dass eine homogene Strömung gleichmäßige Temperatur- und Speziesverteilungen zur Folge hat. In allen Darstellungen sind die verbesserten Bedingungen beim Einsatz des Prismas eindeutig feststellbar. Der Temperaturgradient sowie die maximale CO-Konzentration in der aufgeführten Schnittebene konnten jeweils mehr als halbiert werden. Im Strömungs- und im O₂-Feld fallen noch zwei weitere Merkmale auf, die bereits bei den Modellanlagen angesprochen wurden. Die Müllverbrennungsanlage in Bonn stellt eine Gegenstromfeuerung dar, die im Übergang vom Feuer- in den Strahlraum einen leichten Schrägzug besitzt. Durch diese Strömungsführung, die ähnlich einer Umlenkung ist, ergibt sich bei dem konventionellen System wiederum ein Anlegen der Hauptströmung an die Rückwand des 1. Zuges. Durch das Prisma, das als statischer Mischer fungiert sowie der Strömungsführung dient, entsteht ein komplett anderes Strömungsbild im Bereich des Überganges. Bereits zu Beginn des 1. Zuges sind nahezu konstante Geschwindigkeiten zu beobachten. Bei der O₂-Verteilung lassen sich in den Ecken teilweise kleinere O₂-Gehalte feststellen. Dies wurde bereits bei den Korrosionsneigungen in Kapitel 7.3.5 näher diskutiert. Gerade für Gegen- und Mittelstromfeuerungen besteht die Gefahr, dass je nach Abstand zwischen Feuerraumwand und äußerer Düse nicht genügend Sauerstoff in die Ecken gebracht wird.

Es kann also grundsätzlich festgehalten werden, dass die Erkenntnisse aus den theoretischen Studien durch die numerischen Berechnungen der Realanlagen bestätigt werden.

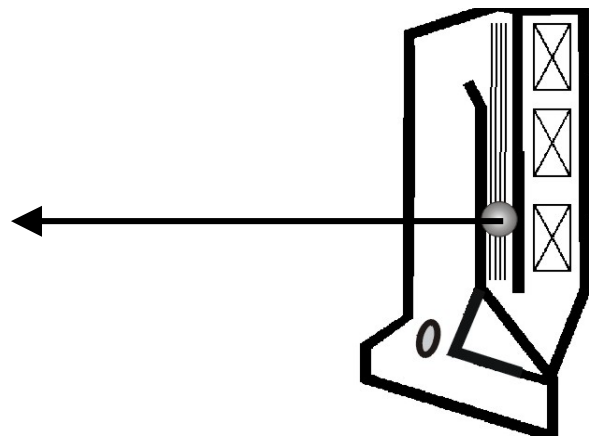
Abschließend werden noch Fotos [1.23] vorgestellt, die zeigen sollen, wie gut die Betriebsergebnisse nach dem auf den Simulationsergebnissen basierenden Umbau, waren. Vor dem Umbau sind bereits nach ca. 3.000 Betriebsstunden Mängel an den Kesselheizflächen zu beobachten gewesen. Ein schlackenbelegter Schottenüberhitzer ist beispielsweise in Bild 7.4.9 dargestellt. Die gleiche Stelle wurde nach dem Umbau und einer Reisezeit von 9.000 Stunden wiederum fotografiert (Bild 7.4.10). Das Ergebnis war ein verschlackungsfreier Aschebelag, wobei die Asche zudem problemlos abklopfbare war. Oft verschlacken in der Praxis auch die Sekundärluftdüsen. Bild 7.4.11 zeigt eine Prisma-Sekundärluftreihe, die das oben beschriebene Phänomen selbst nach einer Betriebsdauer von 9.000 Stunden nicht zeigt. Alle Düsen sind noch vollständig geöffnet und ansatzfrei.



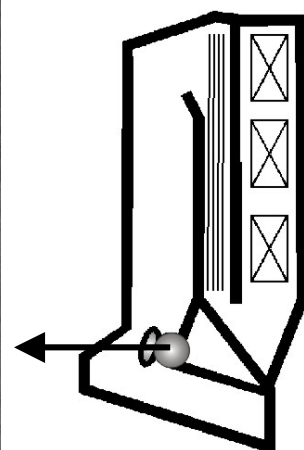
Ort der Aufnahme [1.23]

**Bild 7.4.9:** Ohne Prisma: Verschlackter Schottenüberhitzer (Farbtafel im Anhang)

Ort der Aufnahme [1.23]

**Bild 7.4.10:** Mit Prisma: Schlackenfreier Schottenüberhitzer (Farbtafel im Anhang)

Ort der Aufnahme [1.23]

**Bild 7.4.11:** Freie Sekundärluftdüsen im Prisma (Farbtafel im Anhang)

8 Zusammenfassung

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit waren mehrere Aufgabenstellungen zu erörtern. Ausgehend von den Grundlagen der Verbrennungstechnik und der mathematischen Modellierung von Verbrennungsprozessen, lag das Hauptaugenmerk auf folgenden Punkten:

- Entwicklung eines Rostmodells für die heterogene Verbrennung im Müllbett und Kopplung mit einem CFD-Code,
- Validierung des Modells mit Hilfe von Messwerten aus Netzmessungen,
- Systemstudie: Simulationsergebnisse aus theoretischen Studien an Modellanlagen sollten wichtige allgemein gültige Erkenntnisse hinsichtlich Feuerraumgeometrien, Sekundärluftzuführungen, Wärmeentbindungen auf dem Rost, Feuerfestsystemen und gefährdeten Gebieten liefern und
- Reale Großanlagen: Simulationsergebnisse sollten aufzeigen, welche Parameter die Verbrennungsbedingungen erheblich verbessern und somit die einzelnen Verteilungen homogenisieren können.

Das entwickelte Rostmodell stellt ein vereinfachtes, eindimensionales Modell dar, das die Verbrennung auf dem Rost mit den homogenen Gasphasenreaktionen im Müllkessel auf indirektem Wege koppelt. Ausgehend von einem Wärmefreisetzungsprofil, individuellen Betriebsdaten und einer Verteilungsannahme für C und H des Mülls zu CO, CO₂, H₂O, O₂ und CH₄, wurden Temperatur-, Geschwindigkeits- und Speziesverteilungen entlang der Müllkontur mittels einer integralen Bilanzierung näherungsweise bestimmt. Die Müllkontur wurde mit Hilfe eines Partikelsimulationsprogrammes abgeschätzt. In der Nähe der Müllaufgabe wurde eine Schütthöhe von ca. 600 mm berechnet, am Rostende von etwa 100 mm.

Diese Profile dienten als Randbedingung für eine reine Gasphasensimulation und zeigten bei einer Gegenüberstellung mit diversen Literaturdaten (Mess- und Simulationsdaten) eine tendenziell richtige Abbildung.

An zwei europäischen Großanlagen wurden Netzmessungen durchgeführt, an denen die Modelle bzw. Müllbahnprofile überprüft werden konnten. Nicht nur das Niveau der gemessenen Temperatur- und Konzentrations-Mittelwerte konnte für alle Messebenen gut abgebildet werden, sondern teilweise auch Ungleichverteilungen innerhalb einer Ebene.

Da die Abweichungen zwischen den Mess- und Simulationswerten vorwiegend unbedeutend klein waren, konnte gefolgert werden, dass die verwendeten Modelle, Ansätze sowie Reaktionsparameter die Vorgänge in der Gasphase ausreichend genau abbilden können. Die Modelle sind allgemein gültig auf jede Anlage anwendbar und wurden daher auch im Rahmen von Simulationsstudien an den Modellanlagen eingesetzt.

Aus den theoretischen Untersuchungen konnten wichtige Erkenntnisse bezüglich der Feuerraumgeometrie und der Sekundärlufteindüsung gewonnen werden. Bei konstanter thermischer Leistung und gleichem Verbrennungsrost wurden Gleich-, Gegen- und Mittelstromfeuerungen auf charakteristische Merkmale untersucht. Das Hauptaugenmerk war vor allem auf gleichmäßige Strömungs-, Konzentrations- und Temperaturverteilungen gerichtet. Vergleiche von absoluten Temperatur-, O₂- und CO-Niveaus im Feuer- und Strahlraum der Modellanlagen (basierend auf acht realen europäischen Großanlagen) offenbarten die Vor- und Nachteile des jeweiligen Feuerraum- sowie Sekundärlufteindüsungskonzeptes.

Die Intention lag nicht darin, ein spezielles Konzept besonders hervorzuheben, sondern allgemeine Eigenschaften aufzuzeigen und z.B. folgende Fragestellungen zu beantworten:

- bei welchem Feuerraumkonzept kann eine mögliche Optimierung der Verbrennungsbedingungen am ehesten realisiert werden,
- welche Feuerraumgeometrie ist gegenüber einer Verschiebung der Hauptverbrennungszone empfindlich,
- welches Feuerraum- sowie Sekundärlufteindüsungskonzept sollte bei rechteckigen bzw. eher quadratischen Feuerraumquerschnitten verwendet werden und/oder
- bei welchem Sekundärluftzuführungskonzept ergeben sich akute Korrosions- und Verschlackungsgefahren?

Aus den Simulationsergebnissen lässt sich allgemein folgern, dass die Mittelstromfeuerung im Vergleich zur Gleich- sowie Gegenstrombetriebsweise homogenere Verteilungen zur Folge hat, was u.a. eine geringere Korrosions- und Verschlackungsgefahr bedeutet. Dies liegt vor allem an der etwas günstigeren Strömungsführung. Bei der Gleichstromfeuerung ist die Umströmung der Umlenknahe häufig problema-

tisch, bei der Gegenstromfeuerraumgeometrie kann die Anströmung des 1. Zuges gelegentlich ebenfalls ungleichmäßig werden.

Die Resultate der Mittel- und Gegenstromfeuerung wiesen bei allen Untersuchungspunkten die gleichen Charakteristiken auf. Bei beiden Geometrien konnten ähnliche Tendenzen sowie nahezu identische Temperatur- und Konzentrations-Niveaus beobachtet werden. Die Gleichstromfeuerung zeigte hingegen gänzlich andere Merkmale.

Die konventionelle Art der Sekundärluftzuführung reicht im Hinblick auf optimale Verbrennungsbedingungen nur noch bedingt aus. Wesentliche Verbesserungen wurden mit neuen Sekundärluftzuführungskonzepten erzielt, z.B. mit Hilfe eines Düsenbalkens, der im Übergang vom Feuer- in den Strahlraum angeordnet ist oder durch tangential angestellte Sekundärluftdüsen, die eine Wirbelströmung induzieren.

Beim Düsenbalken wird der Strömungsquerschnitt zu Beginn des 1. Zuges verengt, sodass die Sekundärluftstrahlen im Vergleich zum klassischen Konzept den gesamten Querschnitt völlig abdecken. Die Sekundärluft wird an der engsten Stelle eingedüst, wodurch die Mischleistung deutlich intensiviert wird und der Verdrängungskörper somit praktisch einen statischen Mischer darstellt.

Die Drehströmungen besitzen gegenüber dem klassischen Konzept den Vorteil, dass die Mischwirkung erheblich gesteigert wird. Je nach Betreiber bzw. Anlagenbauer werden verschiedene Wirbelkonzepte in Müllverbrennungsanlagen eingesetzt. Allerdings zeigen die einzelnen Wirbelkonzepte in Abhängigkeit der Feuerraumgeometrie teilweise deutliche Unterschiede auf.

Die allgemein gültigen Aussagen hinsichtlich der drei Feuerraumgeometrien konnten durch verschiedene Simulationsstudien ergänzt und spezifiziert werden. Die detaillierten Erkenntnisse sollen grundsätzlich als Anhaltspunkt bei der Auslegung von Neuanlagen bzw. beim Umbau einer Altanlage dienen und auf systembedingte Gefahren aufmerksam machen. In Tabelle 8.1 und 8.2 werden die Ergebnisse zusammengefasst.

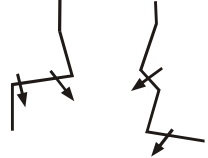
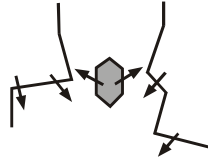

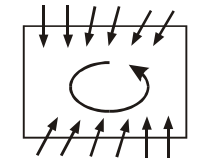
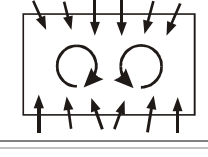
Konzept	Gleichstrom "Gl"	Gegenstrom "Ge"	Mittelstrom "Mi"
klassisch 	sehr inhomogen	ausreichend	ausreichend (+)
Düsenbalken ("DB"-System IBB) 	inhomogen	homogen (-)	homogen
Wirbelkonzept 1 (System von Roll) 	homogen unten: schlechter, oben: besser als DB-Mi	homogen (-) unten: schlechter, oben: besser als DB-Ge	homogen unten: schlechter, oben: besser als DB-Mi
Wirbelkonzept 2 (System von Roll) 	homogen unten: schlechter, oben: besser als DB-Mi	homogen (-) unten: schlechter, oben: besser als DB-Ge	homogen (-) unten: schlechter, oben: etwa wie DB-Mi
Wirbelkonzept 3 (System Babcock) 	homogen	inhomogen	inhomogen

Tabelle 8.1: Beurteilung der Verteilungsgüte in Abhängigkeit des Sekundärluftzuführungskonzeptes und der Feuerraumgeometrie

Konzept	Gleichstrom			Gegen- und Mittelstrom		
	klassisch	Düsen- balken	Wirbel 1	klassisch	Düsen- balken	Wirbel 3
Korrosion	hoch	mittel	niedrig	mittel	mittel	niedrig
Ver- schlackung	hoch	mittel	hoch	mittel	niedrig	hoch

Tabelle 8.2: Wahrscheinlichkeit von Korrosions- und Verschlackungsgefahren in Abhängigkeit der Sekundärlufteindüsung und der Geometrie

Grundsätzlich ist festzuhalten, dass alle Feuerraum- sowie Sekundärlufteindüsungskonzepte sowohl Vor- als auch Nachteile aufweisen. Eine geeignete Kombination kann allerdings schon schnell zu einer Optimierung, d.h. zu guten Verbrennungsbedingungen führen. Außerdem sollte jede Anlage individuell betrachtet werden.

Zusätzlich ist erwähnenswert, dass die Verteilungen bei einem quadratischen Querschnitt im Vergleich zum Rechtecksformat etwas schlechter waren. Es ergaben sich tendenziell die gleichen Ergebnisse, allerdings sind z.B. die CO-Niveaus sowohl beim Einsatz eines Düsenbalkens als auch bei dem Wirbelkonzept 4 etwas höher gewesen.

Gegenüber einer Verschiebung der Hauptverbrennungszone ist die Gleichstromfeuerung am unempfindlichsten. Geschieht dies temporär bei der Mittel- oder Gegenstromfeuerung sollte eine relativ schnelle O₂-Regelung dafür sorgen, dass die Verteilung der Sekundärluft auf die einzelnen Düsenreihen angepasst wird.

Die Anordnung der einzelnen Sekundärlufthdüsen in der Modellanlage basierte auf einer Vorstudie. Zunächst wurde durch eine Simulation bestätigt, dass die Strahleindringtiefe mit dem Software-Programm FLUENT näherungsweise richtig abgebildet wird. Ein Vergleich mit experimentellen und numerisch berechneten Werten zeigte dies auf. Es konnte dann beobachtet werden, dass versetzte Düsen eine gleichmäßigere Verbrennung zur Folge hatte. Grund hierfür ist ein durch die Sekundärluftstrahlen praktisch vollständig abgedeckter Querschnitt.

Des Weiteren wurden drei Feuerfestsysteme untersucht, nämlich eine gekittete SiC-Platte, eine SiC-Stampfmasse und eine hinterlüftete Platte mit zusätzlichem Aschebelag. Die Wandinnentemperatur war bei der hinterlüfteten Platte im Vergleich zu den beiden anderen Systemen vor allem auf Grund des Aschebelages deutlich höher. Dies bewirkte eine Anhebung des Temperaturniveaus von durchschnittlich 200 K. Erst dieser enorme Unterschied im Temperaturfeld hatte auch einen erkennbaren Einfluss auf die anderen Größen, wie z.B. das CO-Niveau, das gegenüber den zwei anderen Feuerfestsystemen sichtbar angestiegen war.

Im Rahmen dieser Arbeit wurden Modelle für die näherungsweise Abbildung der heterogenen Verbrennung auf dem Müllrost entwickelt. Mit Hilfe dieser Modelle konnten dann Gasphasen-Simulationen im Feuer- und Strahlraum von Real- und Modell-Müllverbrennungsanlagen durchgeführt werden, woraus wichtige Ergebnisse hinsichtlich des Verbrennungsprozesses gewonnen werden konnten. Experimentelle Untersuchungen hätten auf Grund der hohen Kosten und der bedingten Zugänglichkeit in der gleichen Zeit weitaus weniger Informationen liefern können. CFD-Simulationen sind daher ein modernes Werkzeug geworden, um Prozessoptimierungen schnell und kostengünstig durchführen zu können. Insbesondere sind bei Müllverbrennungsanlagen Geometrie- und Materialänderungen sehr einfach realisierbar.

Die Studien, die im Rahmen dieser Arbeit gemacht worden sind, konnten vor allem im Hinblick auf die Gestaltung des Feuerraumes in Verbindung mit dem eingesetzten Sekundärlufteindüsungskonzept ganz entscheidende Informationen liefern. Es wurde an verschiedenen Modell- und Realanlagen aufgezeigt, dass je nach Feuerraumgeometrie ein ganz bestimmtes Sekundärlufteindüsungskonzept sinnvoll ist. Außerdem konnten einige Fragestellungen bezüglich der gefährdeten Gebiete (Korrosions-, Verschlackungs- und Verschmutzungsneigung) simulationstechnisch analysiert und damit teilweise geklärt werden. Für weitergehende Studien hinsichtlich kritischer Bereiche bietet es sich an, den CFD-Code FLUENT mit einem thermodynamischen Modell zu koppeln.

9 Formelzeichen

Symbole

a	Beschleunigung	$[m/s^2]$
A	Fläche	$[m^2]$
A	Reaktionsparameter beim EBU-Modell	$[-]$
A_0	Parameter beim Realizable-k- ε -Modell	$[-]$
A_S	Parameter beim Realizable-k- ε -Modell	$[-]$
A_{Mix}	Mischungsraten-Konstante	$[-]$
B	Reaktionsparameter beim EBU-Modell	$[-]$
c	Konzentration	$[mol/l]$
c	Konstante	$[-]$
c_p	spezifische Wärmekapazität	$[kJ/(kg \cdot K)]$
d	Durchmesser	$[m]$
D	Divergenz	$[-]$
D_ϕ	allg. Austauschkoeffizient	$[-]$
E	Aktivierungsenergie	$[kJ/mol]$
E	Strahlungsintensität	$[W/m^2]$
f	Körperkraft	$[J]$
F	Kraft	$[J]$
g	Erdbeschleunigung	$[m/s^2]$
h	spezifische Enthalpie	$[kJ/kg]$
H	Höhe	$[m]$
H_u	Heizwert (unterer)	$[kJ/kg]$
\dot{H}	Enthalpiestrom	$[W]$
I	Gesamtstrahlungsintensität	$[W/m^2]$
I	Impuls	$[kg \cdot s]$
I_b	Planck-Intensität	$[W/m^2]$
I_s	spektrale Intensität	$[W/m^2]$
I, J	Strahlungsflüsse	$[W]$
j	allg. Austauschkoeffizient	$[-]$
k	kinetische Turbulenzenergie	$[m^2/s^2]$
k	Wärmedurchgangskoeffizient	$[W/(m^2 \cdot K)]$
k_0	Häufigkeitsfaktor	$[1/s]$
k	Reaktionsgeschwindigkeitskonstante	$[-]$
k	Faktor bei Bestimmung der Eindringtiefe	$[-]$
k_a	Absorptionskoeffizient	$[1/m]$
k_s	Streuungskoeffizient	$[1/m]$
L	Länge	$[m]$

L	Eindringtiefe	[m]
L	Luftmenge	[kg Luft/kg B]
L_{\min}	Mindestluftbedarf	[kg Luft/kg B]
m	Masse	[kg]
\dot{m}	Massenstrom	[kg/s]
\dot{n}	Molenstrom	[mol/s]
M	Molekulargewicht	[kg/(kg·mol)]
M	Moment	[J·m]
n	Reaktionsordnung	[-]
$O_{\text{stöch}}$	Mindestsauerstoffbedarf (stöchiometrisch)	[kg O ₂ /kg B]
p	Druck	[Pa]
P	Zufallszahl	[-]
Pe	Peclet-Zahl	[-]
Pr	Prandtl-Zahl	[-]
q	freigesetzte Wärmemenge auf dem Rost	[W/m]
Q	Strahlungswärme (netto)	[W]
\dot{Q}	Wärmestrom	[W]
r	Radius	[m]
\dot{r}	Reaktionsgeschwindigkeit	[1/s]
R	Strahlungsfluss-Summe	[W]
R	allg. Gaskonstante	[kJ/(kg·K)]
Re	Reynolds-Zahl	[-]
s	Weg	[m]
s	Dicke	[m]
S	Quellterm	[-]
Sc	Schmidt-Zahl	[-]
t	Zeit	[s]
t	Temperatur	[°C]
t_{Gr}	Turbulenzgrad	[%]
T	Temperatur	[K]
u, v, w	Geschwindigkeitskomponenten	[m/s]
U	Parameter beim Realizable-k- ε -Modell	[-]
x, y, z	Koordinatenrichtung	[m]
z	Austauschfaktor beim Strahlungsaustausch	[-]

α	Relaxationsfaktor	[-]
α	Wärmeübergangskoeffizient	[W/(m ² ·K)]
ε	Emissivität	[-]
ε	Dissipationsrate	[m ² /s ³]
δ_{ij}	Kroneckersymbol	[-]
ϕ	allg. Zustandsgröße	[-]
γ	Stoffmenge	[-]
λ	Luftzahl	[-]
λ	Wärmeleitfähigkeit	[W/(m·K)]
μ	dynamische Viskosität	[kg/(m·s)]
μ	Massenanteil	[kg/kg]
μ	Reibungskoeffizient	[-]
ν	stöchiometrischer Koeffizient	[-]
ρ	Dichte	[kg/m ³]
σ	Boltzmann-Konstante ($5,67 \cdot 10^{-8}$)	[W/(m ² ·K ⁴)]
σ_t	Transmission	[-]
τ	Schubspannung	[N/m ²]
τ	Integrationszeit	[s]
ψ	Volumenanteil	[m ³ /m ³]
ω	Raumwinkel	[°]
Ω	Winkelgeschwindigkeit	[rad/s]
θ	Winkel beim Hottel-Strahlungsmodell	[°]

Indizes und Abkürzungen

a	alt
ad	adiabat
ASM	algebraisches Spannungsmodell
B	Brennstoff
B	Bildung
C	Konvektion
D	Diffusion
DOM	Discrete-Ordinates-Modell
DTRM	Discrete-Transfer-Modell
E	East
E	Dissipation
E	Energie
EBU	Eddy-Break-Up-Modell
EDM	Eddy-Dissipation-Modell
eff	effektiv
FDM	Finite Differenzen Methode
FEM	Finite Elementen Methode
fü	fühlbar
G	Gesamt
i	Spezies
i, j, k	Koordinatenrichtung
in	Input
IFRF	International Flame Research Foundation
K	Korrektur
l	laminar
la	latent
L	Luft
LES	Large-Eddy-Simulation
LUAT	Lehrstuhl für Umweltverfahrenstechnik und Anlagentechnik
M	Mischung
M	Müll
Ma.-%	Massen-Prozent (Massenanteil in Prozent)
n	neu
N	North
O	Oxidator
P	Zellenmitte
P	Produktion
P	Partikel

PL	Primärluft
REA	Rauchgasentschwefelungsanlage
R	Reaktion
RG	Rauchgas
RSM	Reynolds-Spannungs-Modell
S	South
SL	Sekundärluft
t	turbulent
th	theoretisch
V	Verbrennungsprodukt
Vol.-%	Volumen-Prozent (Volumenanteil in Prozent)
w	Wand
W	West
0	Norm-/ Anfangszustand
Π	diffusiver Transport

Sonderzeichen

$(\bar{})$	zeitlicher Mittelwert
$(\dot{})$	zeitlicher Schwankungswert

10 Literaturverzeichnis

Kapitel 1 (Einleitung)

- [1.1] Kreislaufwirtschaftsgesetz - Gesetz zur Förderung der Kreislaufwirtschaft und Sicherung der umweltverträglichen Beseitigung von Abfällen (Kreislaufwirtschafts- und Abfallgesetz KrW-/AbfG), 27.09.1994
- [1.2] Dritte allg. Verwaltungsvorschrift zum Abfallgesetz, Technische Anleitung zur Verwertung, Behandlung und sonstigen Entsorgung von Siedlungsabfällen (TA Siedlungsabfall), 14.05.1993
- [1.3] Bruinsma, A., Neugebauer, J., Keldenich, K., Fahlenkamp, H.: Benchmarking in der Abfallwirtschaft -Betriebsoptimierung auf Basis standardisierter Kennzahlen für MVA-, VGB-Tagung "Thermische Abfallverwertung 2000", Essen, 2000
- [1.4] Schindler, P.J., Nelson, L.P.: EPA-600/8-89-063, USA, 1989
- [1.5] Guidelines for Preventing Dioxin Emissions, Japan, 1991
- [1.6] Siebzehnte Verordnung zur Durchführung des Bundes-Immissionsschutzgesetzes (Verordnung über Verbrennungsanlagen für Abfälle und ähnliche brennbare Stoffe, 17. BImSchV), BGBl. I 2545, 1990
- [1.7] Fa. Deutsche Babcock Anlagen, Interne Kommunikation: Anordnung der Sekundärluft, 1994
- [1.8] Vogler, E.: Erfahrungen mit drallstabilisierter Nachverbrennung als Primärmaßnahme bei der Restabfallverbrennung (Fa. von Roll), VGB Kraftwerkstechnik, Heft 9, S. 62-64, 2000
- [1.9] Patent der Fa. IBB Engineering GmbH (Neuss), Nr. : DE 44 01 821 A1, Int. Cl. : F 23 G 5/14
- [1.10] Görner, K., Klasen, T.: Sekundärluftprisma zur Optimierung der Sekundärlufteindüsung, VDI-Seminar "BAT- und preisorientierte Dioxin-/Gesamtemissionsminderungstechniken 2000", München, 2000
- [1.11] Schuhmacher, U., Metschke, J.: Feuerfeste Abkleidung eines vorgeschalteten Wandüberhitzers im ersten Zug in Müllkessel II bei MHKW Schwandorf, VGB-Tagung "Thermische Abfallverwertung 2000", Essen, 2000
- [1.12] Vollmer, U., Zwahr, H.: Erfahrungen mit den Korrosionsschutzmaßnahmen in der Brennkammer der Mittenstromfeuerung der Müllverwertungsanlage Rugenberger Damm, VGB-Tagung "Thermische Abfallverwertung 2000", Essen, 2000
- [1.13] Spiegel, W.: Haltbarkeit von SiC-Material in Müllverbrennungsanlagen, VGB-Tagung "Thermische Abfallverwertung 1999", Essen, 1999

- [1.14] Visser, B.M.: Mathematical Modelling of Swirling Pulverised Coal Flames, Dissertation, Technische Universität Delft, 1991
- [1.15] Zinser, W.: Untersuchung technischer Kohlenstaubflammen durch mathematische Modellbildung, VDI-Berichte 574, 12. Deutscher Flammentag, Karlsruhe, S. 595 - 615, 1985
- [1.16] Choi, S., Ryu, C.K., Shin, D.: A Computational Fluid Dynamics Evaluation of Good Combustion Performance in Waste Incinerators, Journal of the Air and Waste Management Association, Korea, Nr. 48, S. 345 - 351, 1998
- [1.17] Nasserzadeh, V., Swithenbank, J., Jones, B.: Effects of High Speed Secondary Air Jets on the Overall Performance of a large MSW Incinerator with a vertical shaft, Combustion Science and Technologies, Heft 92, S. 389 - 422, 1993
- [1.18] Ravichandran, M., Gouldin, F.C.: Numerical Simulation of Incinerator Overfire Mixing, Combustion Science and Technologies, Nr. 85, New York, S. 165 - 185, 1992
- [1.19] Krüll, F., Kremer, H., Wirtz, S.: Feuerraumsimulation einer Müllverbrennungsanlage bei gleichzeitiger Simulation der Verbrennung auf dem Rost, VDI-Berichte 1390, VDI-Tagung „Modellierung und Simulation von Dampferzeugern und Feuerungen“, Braunschweig, 1998, S. 199 - 213
- [1.20] Peters, B., Krebs, L., Frey, M.: Numerische Berechnung der Strömungs- und Temperaturfelder im Feuerraum der TAMARA, VDI-Berichte 1183, 17. Deutscher Flammentag, Hamburg, S. 624, 1995
- [1.21] Klasen, T.: Numerische Berechnung einer Müllverbrennungsanlage mit dem Programmpaket FLUENT, Diplomarbeit, Universität Essen, 1997
- [1.22] Klasen, T., Görner, K.: Simulation und Optimierung einer Müllverbrennungsanlage, VDI-GET Fachtagung „Modellierung und Simulation von Dampferzeugern und Feuerungen“, Braunschweig, 1998
- [1.23] Klasen, T., Görner, K., Kümmel, J.: Numerische Berechnung und Optimierung der MVA Bonn, VDI-Berichte 1492, 19. Deutscher Flammentag, Dresden, 1999, S. 331 - 336
- [1.24] Klasen, T., Görner, K.: Numerical calculation and optimization of a large municipal waste incinerator plant, 2nd Int. Symposium on incineration and flue gas treatment technologies, Sheffield University, U.K., 1999
- [1.25] Klasen, T., Görner, K.: The use of CFD for the prediction of problem areas inside a waste incinerator with regard to slagging, fouling and corrosion, 5th European Conference on Industrial Furnaces and Boilers (INFUB), Porto, 2000

- [1.26] Klasen, T., Görner, K.: Einfluss von Feuerraumgeometrie und -wandmaterial auf den Verbrennungsprozess sowie Vorhersage von gefährdeten Gebieten innerhalb einer MVA -mit Hilfe von CFD-Simulationsrechnungen, VGB-Konferenz: „Thermische Abfallverwertung 2000, Essen, 2000
- [1.27] Klasen, T., Görner, K.: Einfluss diverser Sekundärlufteindüsungskonzepte auf die Müllverbrennung -mittels CFD-, VDI-Berichte 1629, 20. Deutscher Flammentag, Essen, 2001
- [1.28] Choi, S., Lee, J.S, Shin, D.H.: Symposium-Berichte, Cold-Flow Simulation of Municipal Waste Incinerator, Nr.25 (international), Irvine, 1994
- [1.29] Riccius, O, Chapman, P.J.: CFD-Einsatz für Müllverbrennungsanlagen, VDI-Berichte 1390, VDI-Tagung „Modellierung und Simulation von Dampferzeugern und Feuerungen“, Braunschweig, 1998, S. 215 - 226
- [1.30] Zakaria, R., Goh, Y., Yang, Y., Lim, C., Goodfellow, J., Chan, K., Reynolds, G., Ward, D., Siddall, R., Nasserzadeh, V., Swithenbank, J.: Fundamentals Aspects of Emissions from the Burning Bed in a Municipal Solid Waste Incinerator, 5th Europ. Conf. Ind. furnaces and Boilers INFUB, Porto, 2000
- [1.31] Peters, F.A., Weber, R.: Mathematical Modelling of a 2.25 MW Swirling Natural Gas Flame, Combustion, Science and Technology, Nr. 110 - 111, S. 67 - 101, 1995
- [1.32] Peters, F.A., Visser, B.M., Breithaupt, P.P., Weber, R.: Mathematical Modelling of Swirling Flames of Pulverised Coal, Journal of Fluids Engineering, Nr. 117, S. 289 - 297, 1995

Kapitel 2 (Müllverbrennung)

- Kapitel 2.1 (Allgemeine Grundlagen)

- [2.1.1] Görner, K.: Vorlesungsmanuskript: "Müllverbrennung I", Universität Stuttgart, 1994/95
- [2.1.2] Walprecht, D., Matthes, T.: Abfall und Abfallentsorgung, Carl Heymanns Verlag, Köln, Berlin, Bonn und München, 1989
- [2.1.3] Fa. Seghers Better Technology Deutschland, Müllverbrennung, Interne Kommunikation, 2001

- Kapitel 2.2 (Verbrennungsroste)

- [2.2.1] Görner, K.: Vorlesungsmanuskript: "Abfall- und Reststoffentsorgung I", Universität Essen, 2001
- [2.2.2] Fa. Lurgi, Firmenprospekt: "Hausmüllverbrennung", 1997

- [2.2.3] Liebhardt, R.: Vorlesungsmanuskript "Feuerungstechnische Besonderheiten der Müllverbrennung", VGB-Kurs: "Einführung in die Kraftwerkstechnik", Essen, 2000
- [2.2.4] Fa. RWE Energie, Firmenprospekt: "5 Jahre MHKW Essen-Karnap", 1992

- Kapitel 2.3 (Feuerräume von Müllverbrennungsanlagen)

- [2.3.1] Homepage der EVO AG: MVA Offenbach (www.evo-ag.de), 1999
- [2.3.2] Görner, K.: Technische Verbrennungssysteme, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, und New York, 1991
- [2.3.3] Scholz, R., Beckmann, M., Schulenberg, F.: Möglichkeiten bei Restmüll in Rostfeuerungsanlagen, BWK Spezial: "Müllverbrennung und Entsorgung", Heft 10, 1991, S. 22 - 39
- [2.3.4] Görner, K.: Waste Incineration, State-of-the-Art and New Developments, IFRF 13th Members' Conference, Noordwijkerhout, 2001
- [2.3.5] Fa. Lentjes, Kraftwerkstechnik, Interne Kommunikation: Feuerungsanlagenbau, Formelsammlung, Einmischung von Hilfsstoffen: Eindringtiefe, 2001

- Kapitel 2.4 (Keramische Auskleidungen und Feuerfest-Systeme)

- [2.4.1] Warnecke, R., Weghaus, M.: Spannungen und Rissbildung an Feuerfest-Systemen, VGB-Tagung "Thermische Abfallverwertung 2000", Essen, 2000
- [2.4.2] Bugajski, M., Wilhelmi, B.: Neue Entwicklungen von feuerfesten Massen für die Anwendung in der thermischen Entsorgung, VGB-Tagung "Thermische Abfallverwertung 2000", Essen, 2000
- [2.4.3] Vollmer, U., Zwahr, H.: Erfahrungen mit den Korrosionsschutzmaßnahmen in der Brennkammer der Mittenstromfeuerung der Müllverwertungsanlage Rugenberger Damm, VGB-Tagung "Thermische Abfallverwertung 2000", Essen, 2000
- [2.4.4] Fa. Carborundum Resistant Materials GmbH, Interne Kommunikation: Stoffdaten von Feuerfestmaterialien, 2000
- [2.4.5] Fa. Jünger&Gräter, Interne Kommunikation: Stoffdaten von Feuerfestmaterialien, 2000
- [2.4.6] Spiegel, W.: Haltbarkeit von SiC-Material in Müllverbrennungsanlagen, VGB-Tagung "Thermische Abfallverwertung 1999", Essen, 1999
- [2.4.7] Strauß, K.: Kraftwerkstechnik: zur Nutzung fossiler, regenerativer und nuklearer Energiequellen, Springer Verlag, New York, Berlin und Heidelberg, 1997

- [2.4.8] VDI-Wärmeatlas, VDI Verlag, Düsseldorf, 6. Auflage, 1991
- [2.4.9] Baehr, H.D., Stephan, K.: Wärme- und Stoffübertragung, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg und New York, 1994
- [2.4.10] Krüger, J., Drexler, J.: Korrosionen an Membranwänden im Feuerraum durch thermisch-mechanische Beanspruchung der Feuerfestauskleidung in den Linien 1 bis 3 des MKW Schwandorf, VGB Kraftwerkstechnik, Nr.11, 1998, S. 90-100

- Kapitel 2.5 (Korrosionsvorgänge in Müllverbrennungsanlagen)

- [2.5.1] Born, M., Seifert, P.: Chlorkorrosion an Dampferzeugern, VGB Kraftwerkstechnik, Nr. 76, Heft 10, 1996
- [2.5.2] Huch, D.R.: Chlorwasserstoffkorrosionen in Müllverbrennungsanlagen, BWK, Nr. 2, Heft 18, 1966, S.76-79
- [2.5.3] Angenend, Fr.-J.: Das Verhalten von Kesselrohr-Werkstoffen in HCl-haltigen Gasen, BWK, Nr.2, Heft 18, 1966, S.79-81
- [2.5.4] Nowak, F.: Korrosionsprobleme bei der Müllverbrennung, Mitteilung der VGB, Heft 111, 1967, S.388-396
- [2.5.5] Reichelt, J., Pfrang-Stotz, G.: Mineralogische Untersuchungen an Kesselablagerungen aus Hausmüllverbrennungsanlagen unter besonderer Berücksichtigung der Korrosionsvorgänge, VGB-Tagung "Thermische Abfallverwertung 2000", Essen, 2000
- [2.5.6] Reichel, H.-H.: Fireside corrosion in German fossil-fuel fired power plants - appearance, mechanism and causes-, Werkstoffe und Korrosion, Nr.39, 1988, S. 54-63
- [2.5.7] Führer, K., Herbell, J.D.: Heizflächenkorrosion und Schäden an der Feuerfestauskleidung im MHKW Essen-Karnap -Ursachen und Abhilfemaßnahmen-, VGB-Tagung "Thermische Abfallverwertung 2000", Essen, 2000
- [2.5.8] Spiegel, M.: Korrosionsmechanismen in Müllverbrennungsanlagen, VGB-Tagung "Thermische Abfallverwertung 2000", Essen, 2000
- [2.5.9] Reichel, H.-H., Schirmer, U.: Waste incinerator plants in the FRG: Construction, materials, investigation on cases of corrosion, Werkstoffe und Korrosion, Nr. 40, 1989, S. 135-141
- [2.5.10] Ganapathy, V.: Solve Waste Fuel Boiler Corrosion Problems in Procurement, Power-Engineering, 1991, S. 34-36
- [2.5.11] Schumacher, F.: Korrosionen in Abfallverbrennungsanlagen, BWK, Nr.11/12, Heft 48, 1998

- [2.5.12] Starke, A.: Thermochemische Modellierung von Spurstoff- und Mineralstoffreaktionen in Kraftwerksfeuerungen, Dissertation, TU Freiberg, 2000
- [2.5.13] DIN 50900, DIN-Normen, Verkauf durch Beuth Verlag GmbH, Berlin
- [2.5.14] Husemann, R.U.: Korrosionserscheinungen und deren Reduzierung an Verdampfern und Überhitzern in kommunalen Müllverbrennungsanlagen, VGB-Kraftwerkstechnik, Nr. 72, Heft 10, 1992, S.918-927
- [2.5.15] Seier, J., Albert, F.: Optimierung der energetischen Nutzung von Abfällen in Müllheizkraftwerken durch die Anwendung von Fremdüberhitzung, VDI-Berichte 1390, VDI-Tagung "Modellierung und Simulation von Dampferzeugern und Feuerungen", Braunschweig, 1997, S. 349 -358
- [2.5.16] Piotrowski, A.: Vorlesungsmanuskript "Werkstoffverwendung (Korrosion)", Universität Essen, 1994
- [2.5.17] Born, M.; Seifert, P.: Thermodynamik der rauchgasseitigen Chlorkorrosion bei der Verbrennung und Mitverbrennung von Abfällen, "Fuzzy Meeting", TU Bergakademie Freiberg, 2000

- Kapitel 2.6 (Verschlackung und Verschmutzung)

- [2.6.1] Hernandez, R.: Ascheansatzverhalten von Braunkohle-Dampferzeugern im Kraftwerk Jänschwalde", Diplomarbeit, TU Dresden, 2001
- [2.6.2] Linnenberg, J., Schallert, B.: Ablagerungen im konvektiven Kesselteil von Müllverbrennungsanlagen, VGB-Tagung "Thermische Abfallverwertung 2000", Essen, 2000
- [2.6.3] DIN 1064, DIN-Normen, Verkauf durch Beuth Verlag GmbH, Berlin
- [2.6.4] Bozic, O., Müller, H., Leithner, R.: Simulation der Verschlackung von braunkohlegefeuerten Brennkammern, VDI-Berichte 1456, VDI-Tagung „Fortschrittliche Kohlenutzung im liberalisierten Strommarkt“, Cottbus, 1999, S. 235 - 244
- [2.6.5] Bernstein, W., Hildebrandt, V., Ullrich, B., Szilagyi, J.: Vorhersage des Ansatzverhaltens in Dampferzeugern -Experimente, Berechnung und numerische Simulation-, VDI-Berichte 1534, VDI-Tagung „Modellierung und Simulation von Dampferzeugern und Feuerungen“,
- [2.6.6] Hecken, M., Reichelt, L., Renz, U.: Numerical Simulation of Slagging Films in the Pressurized Coal Combustion Facility Aachen, 4th International Symposium on Coal Combustion, Peking (China), 1999

Kapitel 3 (Verbrennungsprozesse)

- Kapitel 3.1 (Allgemeine Grundlagen)

- [3.1.1] Bitterlich, W.: Vorlesungsmanuskript "Grundlagen der Energietechnik", Universität Essen, 1993, Kap. 5 (Verbrennungsenergie)
- [3.1.2] Günther, R.: Verbrennung und Feuerungen, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York und Tokyo, 1984
- [3.1.3] Bohn, T.: Handbuch Energie, Band 1 "Grundlagen der Energie- und Kraftwerkstechnik", Technischer Verlag Resch, Verlag TÜV Rheinland, 1982
- [3.1.4] Knill, K.J.: Fuel Staging and its Implementation in a Novel Internally Staged Burner, Dissertation Technische Universität Delft, 1990
- [3.1.5] Langeheinecke, K., Jany, P., Sapper, E.: Thermodynamik für Ingenieure, Vieweg Verlag, Braunschweig und Wiesbaden, 1993

- Kapitel 3.2 (Verbrennungsreaktionen)

- [3.2.1] Levenspiel, O.: Chemical Engineering, John Wiley & Sons, New York, Chichester, Brisbane, Toronto, Singapore, 1972
- [3.2.2] Specht, E.: Kinetik der Abbaureaktionen, Cuvillier Verlag, CUTEC Clausthaler Umwelttechnik Institut GmbH, Göttingen, 1. Auflage, 1993
- [3.2.3] Graf, R.E.: Untersuchungen zum Reaktionsablauf bei Verbrennungsvorgängen in Kohlenstaubflammen, Dissertation, Ruhr-Universität Bochum, 1981

- Kapitel 3.2 (Brennstoffe)

- [3.3.1] Geersen, T.M.: N.V. Nederlandse Gasunie, Physical Properties of Natural Gases (Stoffwerte), S. 31, 1988

- Kapitel 3.4 (Schadstoffe)

- [3.4.1] Kugeler, K.: Energietechnik: technische, ökonomische und ökologische Grundlagen, Springer Verlag, Berlin und Heidelberg, 1993
- [3.4.2] Gillmann, P.: Vorlesungsmanuskript "Abfall- und Reststoffentsorgung II", Universität Essen, 1994
- [3.4.3] Visser, B.M.: Mathematical Modelling of Swirling Pulverised Coal Flames, Dissertation Technische Universität Delft, 1991

- [3.4.4] Hübner, K.: Vorlesungsmanuskript "Ad- und Absorption", Universität Essen, 1994
- [3.4.5] Seibert, D.: Vorlesungsmanuskript "Rauchgasentschwefelung", VGB-Kurs : "Einführung in die Kraftwerkstechnik", Essen, 2000
- [3.4.6] Gillmann, P.: Beiträge des Instituts für Umweltverfahrenstechnik sowie zu aktuellen Problemen der Abfalltechnik, VDI-Fortschrittsberichte 195, Wirtschaftsforum: "Wirtschaft, Wissenschaft und Umwelt", Essen, 1997
- [3.4.7] Johnke, B.: Referenzdokument zur Beschreibung der besten verfügbaren Technik BVT (BREF) bei MVA's, Umweltbundesamt Berlin, VDI-Seminar "BAT- und preisorientierte Dioxin-/Gesamtemissionsminderungstechniken 2000", München, 2000

Kapitel 4 (Mathematische Modellierung und numerische Simulation)

- Kapitel 4.1 (Einführung in die Modellbildung)

- [4.1.1] Griebel, M., Dornseifer, T., Neunhoffer, T.: Numerische Simulation in der Strömungsmechanik, Vieweg Verlag, Braunschweig und Wiesbaden, 1995

- Kapitel 4.3 (Beschreibung einer turbulenten Strömung)

- [4.3.1] Essers, J.A., Isa, R.I., Ferziger, J.H.: Computational Methods for Turbulent, Transonic and Viscous Flows, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York und Tokyo, 1983
- [4.3.2] Hemmerich, H.D. : Vorlesungsmanuskript "Einführung in die Turbulenzmodellierung", Ruhr-Universität Bochum, 1995
- [4.3.3] Gersten, K.: Einführung in die Strömungsmechanik, Vieweg Verlag, Braunschweig und Wiesbaden, 1991
- [4.3.4] Frost, W., Bitte, J.: Handbook of Turbulence (Vol. 2), Plenum Verlag, New York und London, 1977
- [4.3.5] Fluent User's Guide (Bedienungsanleitung), Release 4.4, Vol. 4, 1996
- [4.3.6] Breussin, F.: Mathematical Modelling of Pulverised Coal Flames, IFRF, IJmuiden, 1993
- [4.3.7] Launder, B.E., Spalding, D.B.: The Numerical Computation of Turbulent Flows, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 3, 269 - 289, 1974

- Kapitel 4.4 (Beschreibung der Wärmeübertragung)

- [4.4.1] Steimle, F.: Vorlesungsmanuskript "Wärmeübertragung I" Universität Essen, 1993
- [4.4.2] Wieringa, J.A.: Radiative Heat Transfer in Gas-Fired Furnaces, Dissertation, Technische Universität Delft, 1993
- [4.4.3] Shih, T.H., Edwards, D.K, Chen, Y.N., Tsou, F.K., Hwang, J.C.: Symposium-Berichte, Numerical Properties and Methodologies in Heat Transfer, Nr.2 (national), Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York und Tokyo, S. 33-35, 404 - 407 und 479 - 493, 1983

- Kapitel 4.5 (Beschreibung von reagierenden Strömungen)

- [4.5.1] Peters, F.A., Visser, B.M., Breithaupt, P.P., Weber, R.: Mathematical Modelling of Swirling Flames of Pulverised Coal, Journal of Fluids Engineering, Nr. 117, S. 289 - 297, 1995
- [4.5.2] Spalding, D.B.: Development of the Eddy-Break-Up Model of Turbulent Combustion, 16th Symposium on Combustion, S. 1657 - 1663, 1977
- [4.5.3] Magnussen, B.F., Hjertager, B.H.: On Mathematical Modeling of Turbulent Combustion with Special Emphasis on Soot Formation, 16th Symposium on Combustion, S. 719 - 729, 1976
- [4.5.4] Breussin, F., Peters, F.A.: IFRF User Defined Subroutine to Fluent 4.3.1, Pulverised Coal Combustion Software Package (Part 1), IJmuiden, 1995
- [4.5.5] Scharler, R.: Modifikation des Magnussen-Parameters des Eddy Dissipation Models für Biomasse-Feuerungen mittels Heißgas-in-situ Absorptionsspektroskopie, VDI-Berichte 1629, 20. Deutsche Flammentag, Essen, S. 509 - 514, 2001

- Kapitel 4.7 (Beschreibung von starren, kugelförmigen Partikeln)

- [4.7.1] Kleier, A.J.: Numerische Simulation von Feststoffströmungen in einem Reduktionsschacht, Diplomarbeit, Technische Fachhochschule Berlin, 1999
- [4.7.2] Fa. Itasca Consultants GmbH, Handbuch "Particle Flow Code (PFC)", Version 3.0, 2002

Kapitel 5 (Modellierung der Rostverbrennung)

- Kapitel 5.1 (Heterogene Verbrennung auf dem Rost)

- [5.1.1] Behrendt, T.: Thermodynamische Modellierung des Betriebsverhaltens von Hausmüllverbrennungsanlagen am Beispiel TAMARA, VDI-Fortschrittsberichte Nr.99, Reihe 15, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1992
- [5.1.2] Ahmed, S., Kumar, R., Helt, J.E.: Computer Simulation of a Municipal Waste Combuster, JAPCA, Volume 39, Nr. 10, S. 1328 - 1333
- [5.1.3] Jaworski, T., Wandrasz, J.W.: Mathematische Modellierung der Temperaturverteilung in brennenden Abfallschichten auf dem Rost, VDI-Berichte 1182, VDI-Tagung „Fortschrittliche Energiewandlung und -anwendung“, Essen, 1995, S. 235 - 244
- [5.1.4] Beckmann, M., Scholz, R.: Simplified Mathematical Model of Combustion in Stoker Systems, 3rd European Conference on Industrial Furnaces and Boilers (INFUB), Lissabon, 1995, S. 61 - 70
- [5.1.5] Wiese, C., Busch, M.: Verweilzeitverhalten von Feststoffen in Rostsystemen, VGB-Tagung "Thermische Abfallverwertung 1999", Essen, 1999, (Rückschubvorschubrost - Abb. und Studien)

- Kapitel 5.3 (Stand der Modellierung)

- [5.3.1] Peters, B., Krebs, L., Frey, M.: Numerische Berechnung der Strömungs- und Temperaturfelder im Feuerraum der TAMARA, VDI-Berichte 1183, 17. Deutscher Flammentag, Hamburg, S. 624, 1995
- [5.3.2] Santos, A.M.: Overall Operation and on-site Measurements in the fire box, Projektbericht FMBT-91/9, Stockholm, 1991
- [5.3.3] Zakaria, R., Goh, Y., Yang, Y., Lim, C., Goodfellow, J., Chan, K., Reynolds, G., Ward, D., Siddall, R., Nasserzadeh, V., Swithenbank, J.: Fundamentals Aspects of Emissions from the Burning Bed in a Municipal Solid Waste Incinerator, 5th Europ. Conf. Ind. furnaces and Boilers INFUB, Porto, 2000
- [5.3.4] Swithenbank, J., Nasserzadeh, V., Scott, D., Jones, B.: Design Optimization of a large MSW Incinerator, Waste Management, Sheffield, Nr. 11, 1991, S. 249 - 261
- [5.3.5] Swithenbank, J., Nasserzadeh, V., Jones, B.: Three-Dimensional Modelling of a Municipal Solid-Waste Incinerator, Journal of the Insitute of Energy, Nr. 64, 1991, S. 166 - 175
- [5.3.6] Klasen, T.: Numerische Berechnung einer Müllverbrennungsanlage mit dem Programmpaket FLUENT, Diplomarbeit, Universität Essen, 1997

- Kapitel 5.4 (Weiterentwicklung der mathematischen Modelle)

[5.4.1] Matlab User's Guide (Bedienungsanleitung)

Kapitel 6 (Anlagen-, Betriebs- und Simulationsdaten)

[6.1] Incropera, F.P., DeWitt, D.P.: Fundamentals of Heat and Mass Transfer, Wiley, New York, 3. Auflage, 1990

Kapitel 7 (Ergebnisse)

- [7.1] Nasserzadeh, V., Swithenbank, J., Jones, B.: 3-Dimensional modelling of a msw incinerator, Journal of the Institute of Energy, Nr. 64, S. 166 - 175, 1991
- [7.2] Choi, S., Ryu, C.K., Shin, D.: Comparative Evaluation of Municipal Solid Waste Incinerator Design by Flow Simulation, Combustion and Flame, Nr. 106, S. 241 - 251, 1996
- [7.3] Brem, G., Gort, R.: Characteristics of MSW combustion in a laboratory grate furnace, VDI-Berichte 1090, 16. Deutscher Flammentag, 1993
- [7.4] Choi, S., Ryu, C.K.: 3-Dimensional Simulation of Air Mixing in the MSW Incinerator, Combustion Science and Technologies, Nr. 119, S. 155 - 170,
- [7.5] Spiegel, W.: Haltbarkeit von SiC-Material in Müllverbrennungsanlagen, VGB-Tagung "Thermische Abfallverwertung 1999", Essen, 1999

Anhang

Farbtafel

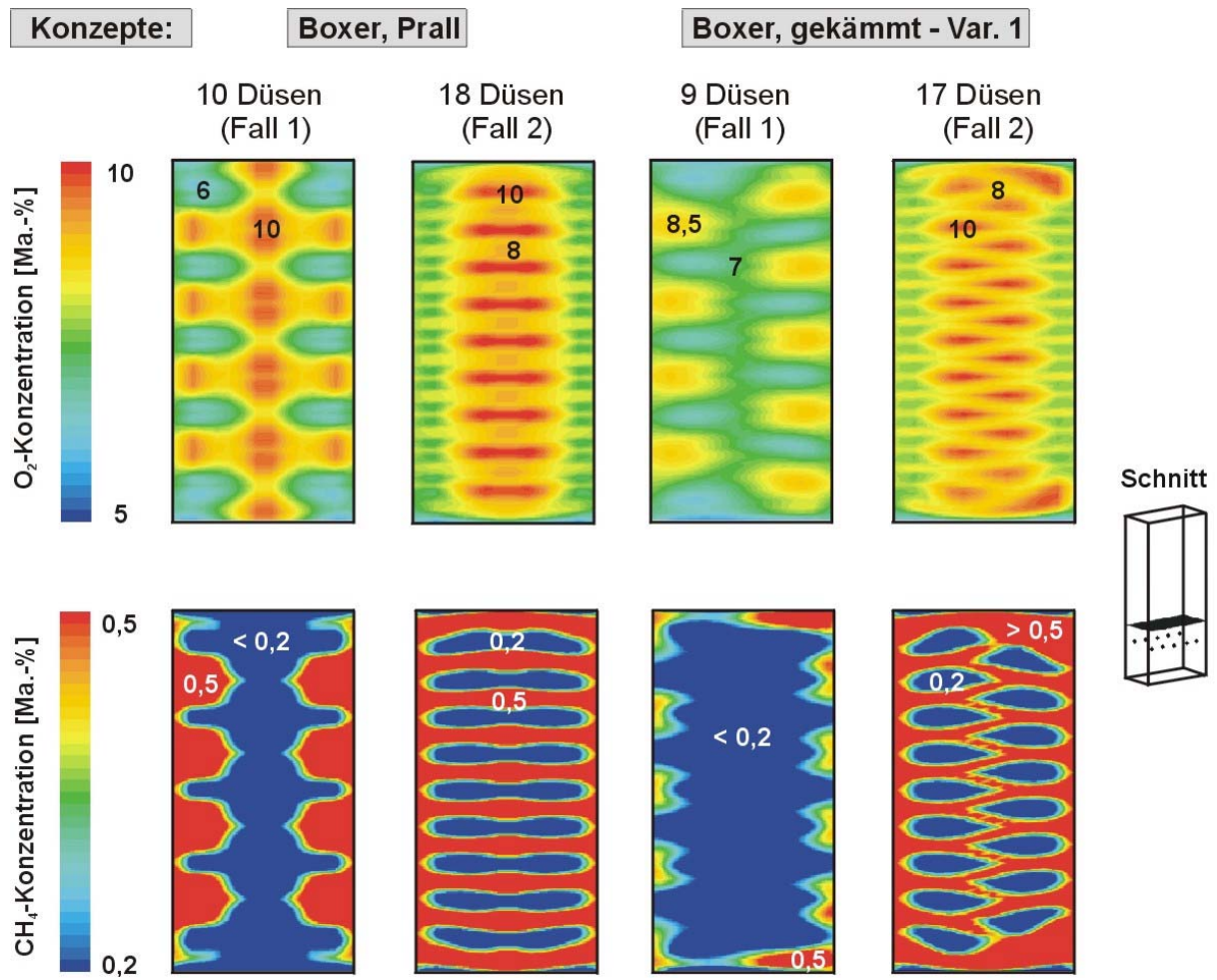


Bild 7.2.1: O₂- und CH₄-Konzentrationen im Querschnitt zu Beginn des 1. Zuges für gegenüberliegende und versetzte Düsen

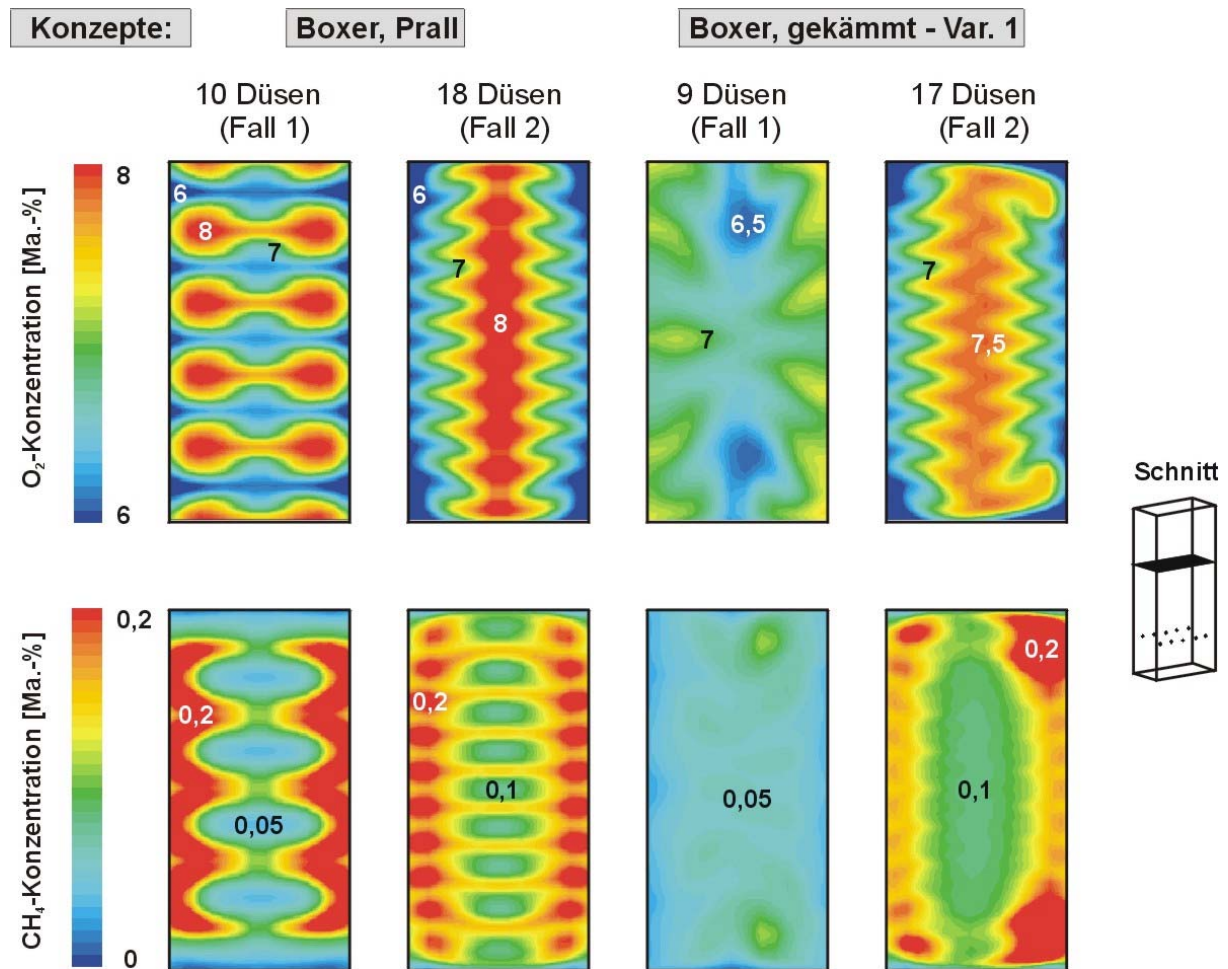


Bild 7.2.2: O_2 - und CH_4 -Konzentrationen im Querschnitt am Ende des 1. Zuges für gegenüberliegende und versetzte Düsen

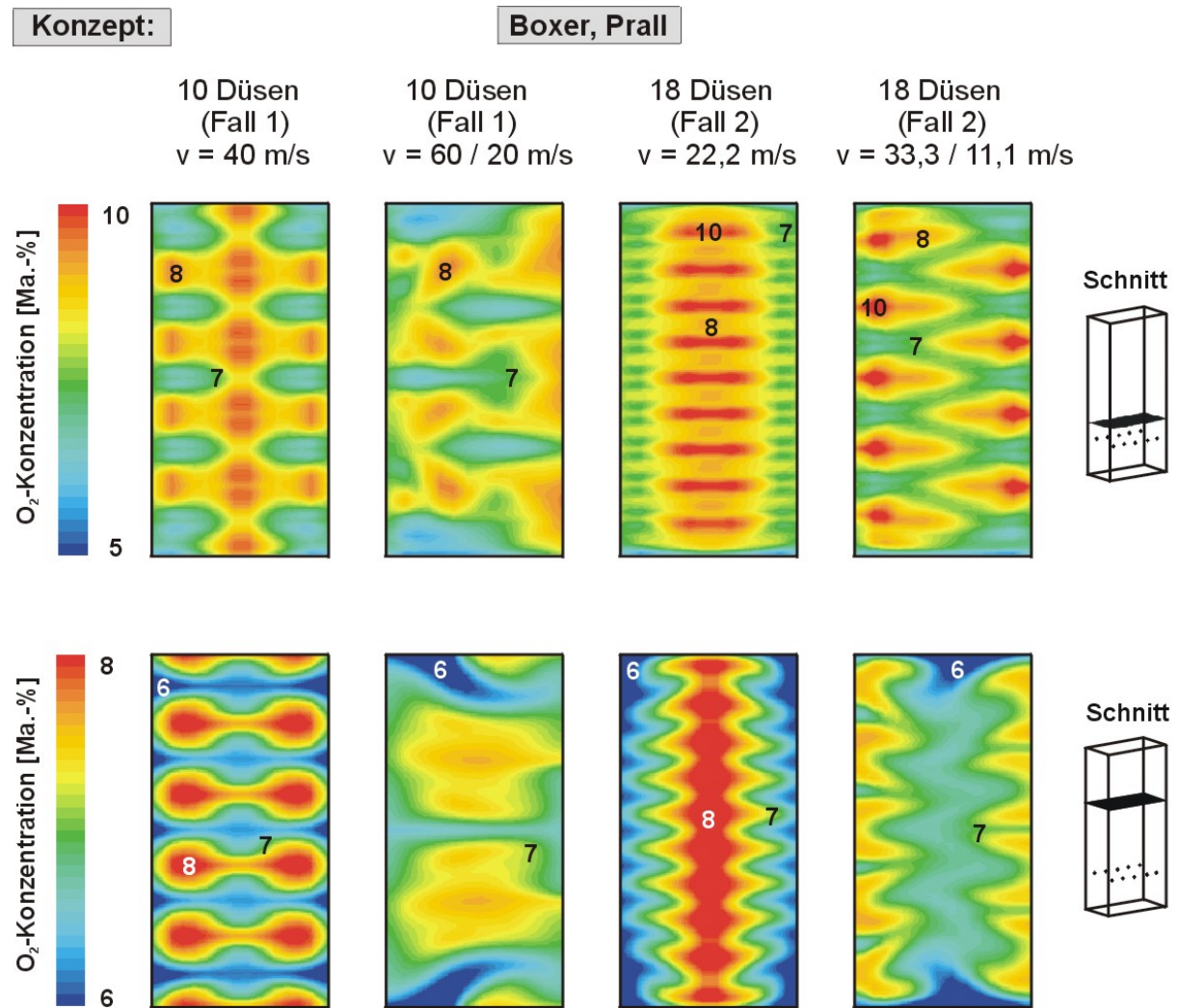


Bild 7.2.3: Einfluss einer unterschiedlichen Eindringtiefe auf die O₂-Verteilung am Beispiel des Boxer-Konzeptes „Prall“

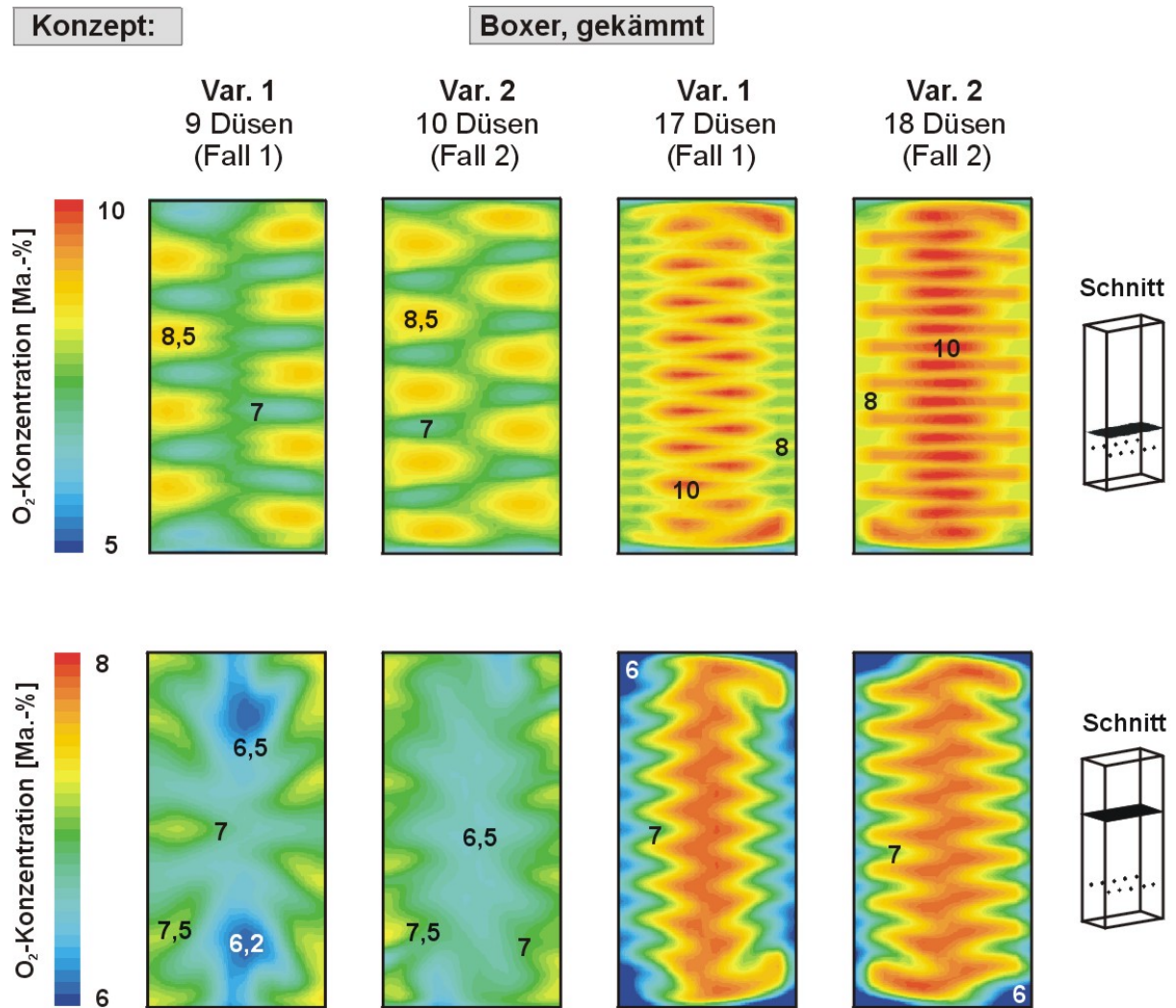


Bild 7.2.4: O₂-Konzentrationen für zwei Varianten beim gekämmten Boxer-Konzept

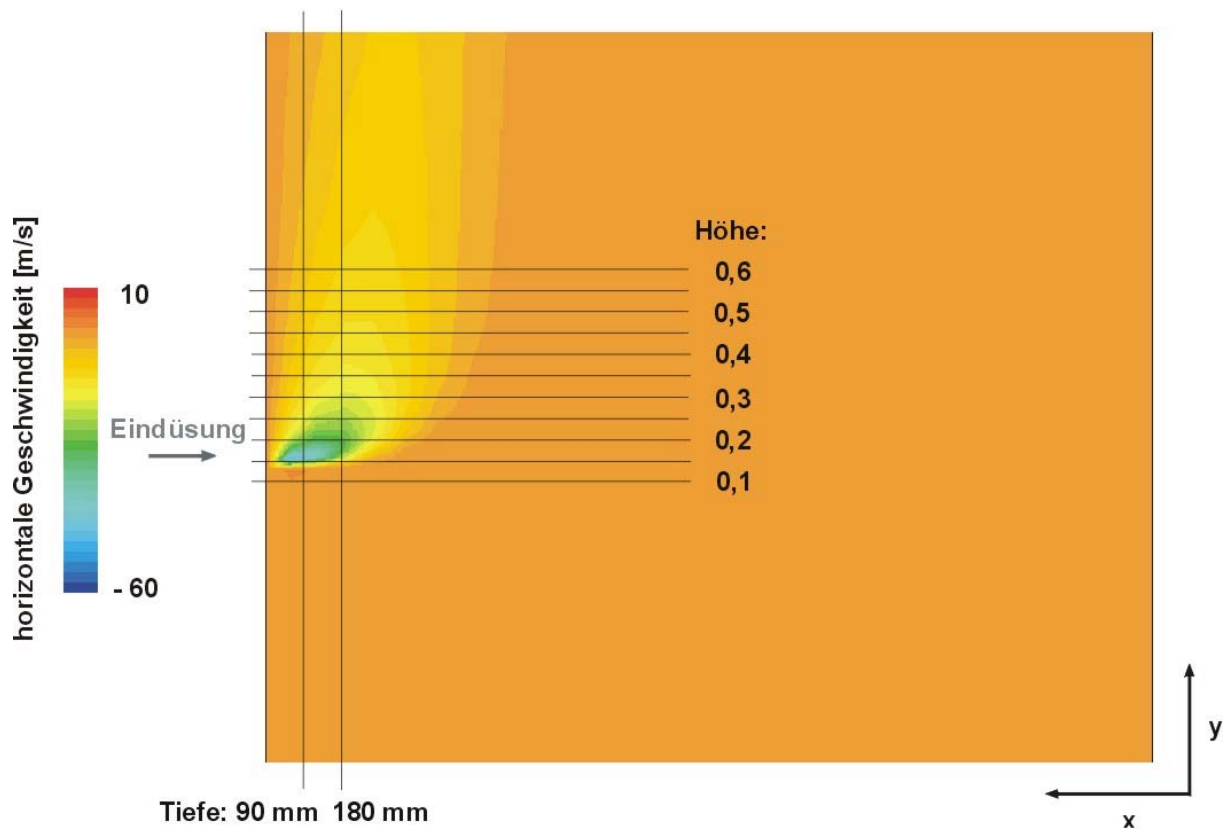


Bild 7.2.6: Horizontale Geschwindigkeiten in der Nähe der Sekundärlufteindüsung

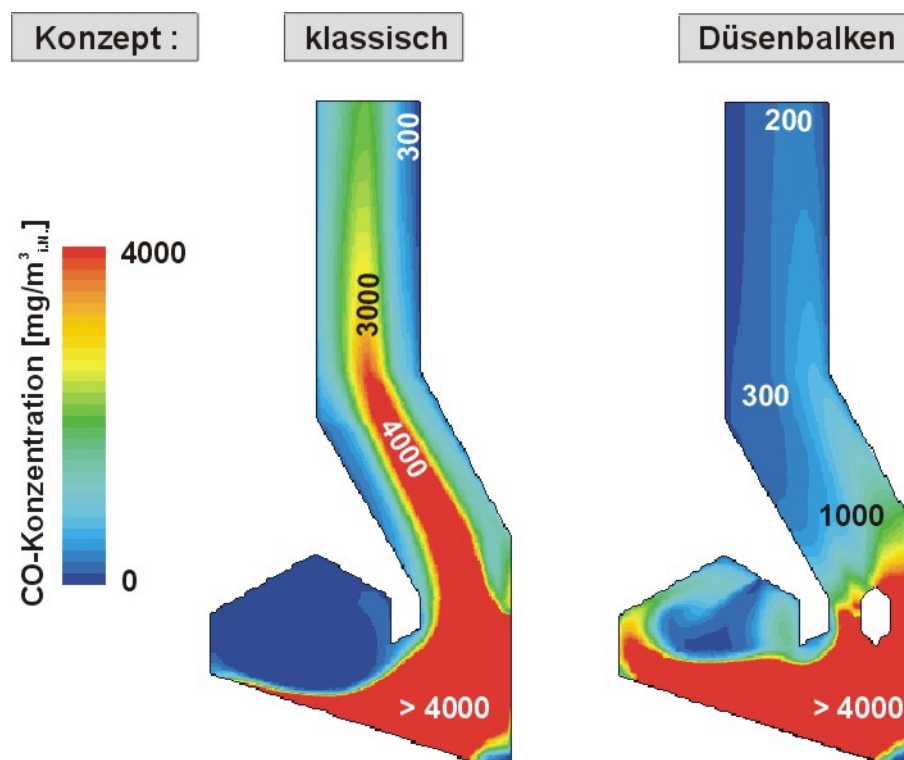


Bild 7.3.12: CO-Gehalte für zwei Arten der Sekundärlufteindüsung (Gleichstrom, Schnitt: Symmetrieebene) [1.26]

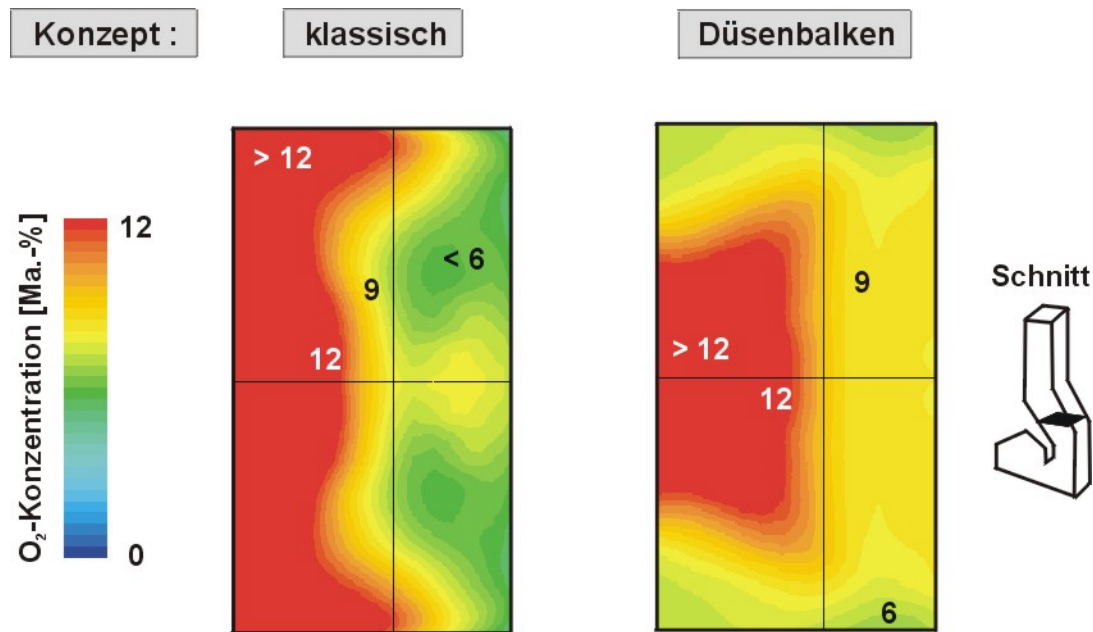


Bild 7.3.13: O₂-Verteilungen bei der Gleichstromfeuerung mit klassischer Sekundärluftzuführung und Düsenbalken) [1.26]

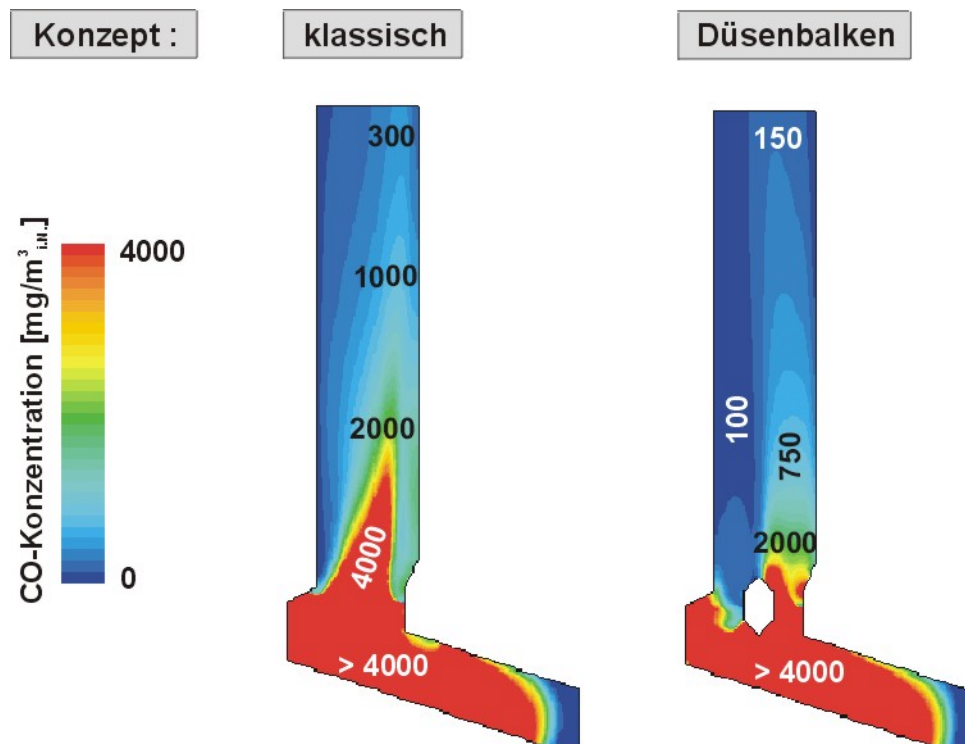


Bild 7.3.14: CO-Gehalte für zwei Arten der Sekundärlufteindüsung (Gegenstrom, Schnitt: Symmetrieebene) [1.26]

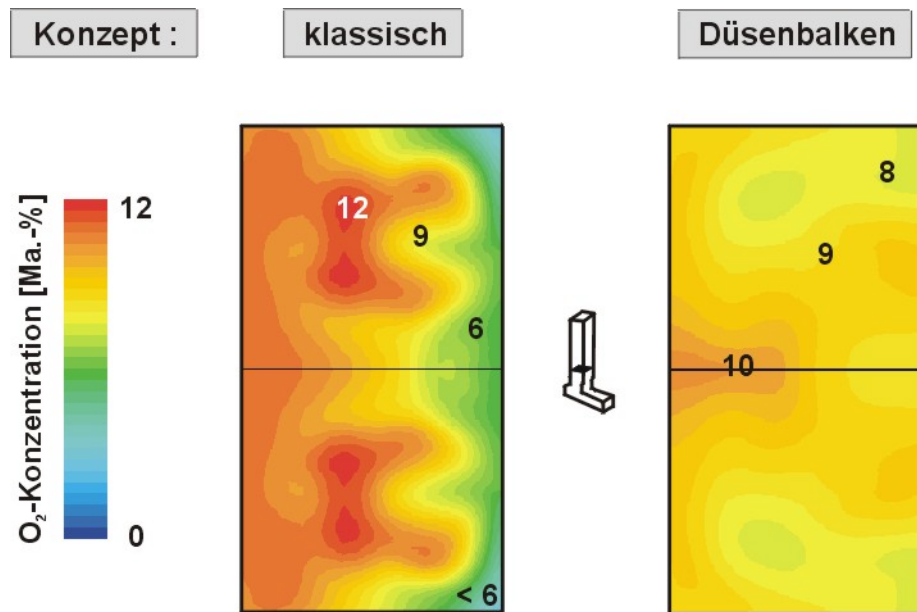


Bild 7.3.15: O_2 -Verteilungen bei der Gegenstromfeuerung mit klassischer Sekundärluftzuführung und Düsenbalken) [1.26]

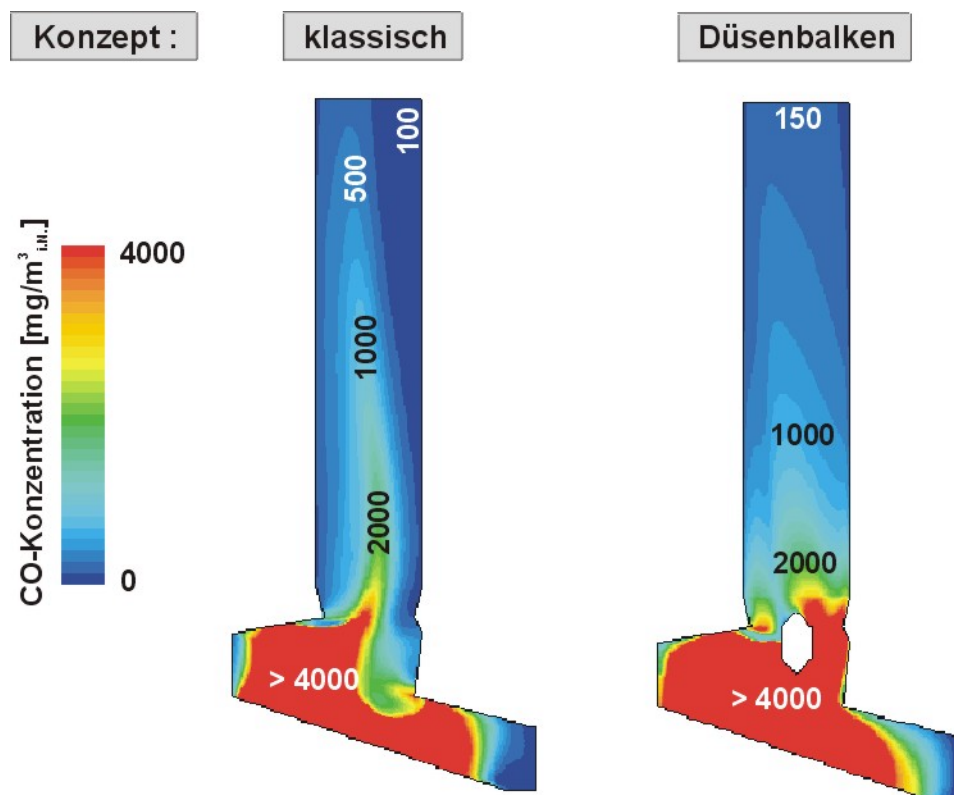


Bild 7.3.16: CO-Gehalte für zwei Arten der Sekundärlufteindüsung (Mittelstrom, Schnitt: Symmetrieebene) [1.26]

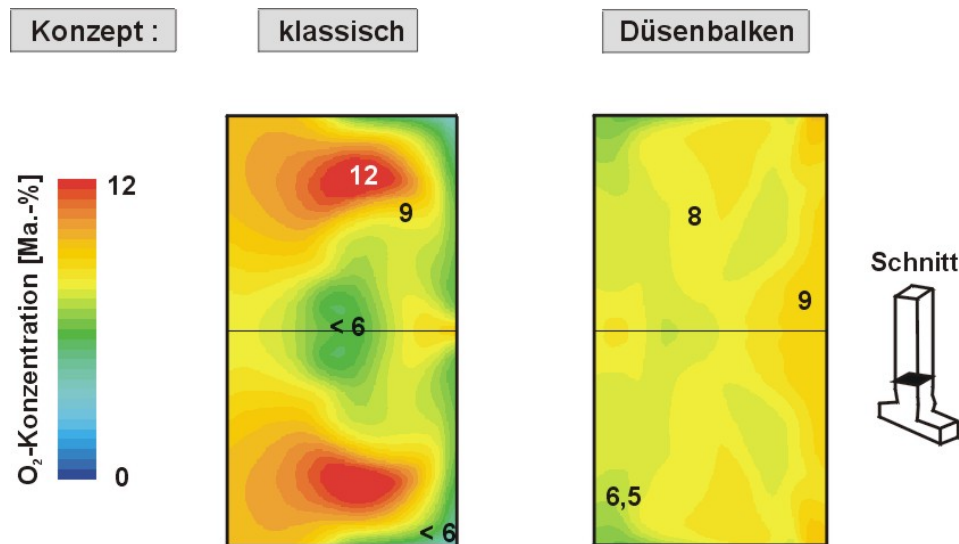


Bild 7.3.17: O₂-Verteilungen bei der Mittelstromfeuerung mit klassischer Sekundärluftzuführung und Düsenbalken) [1.26]

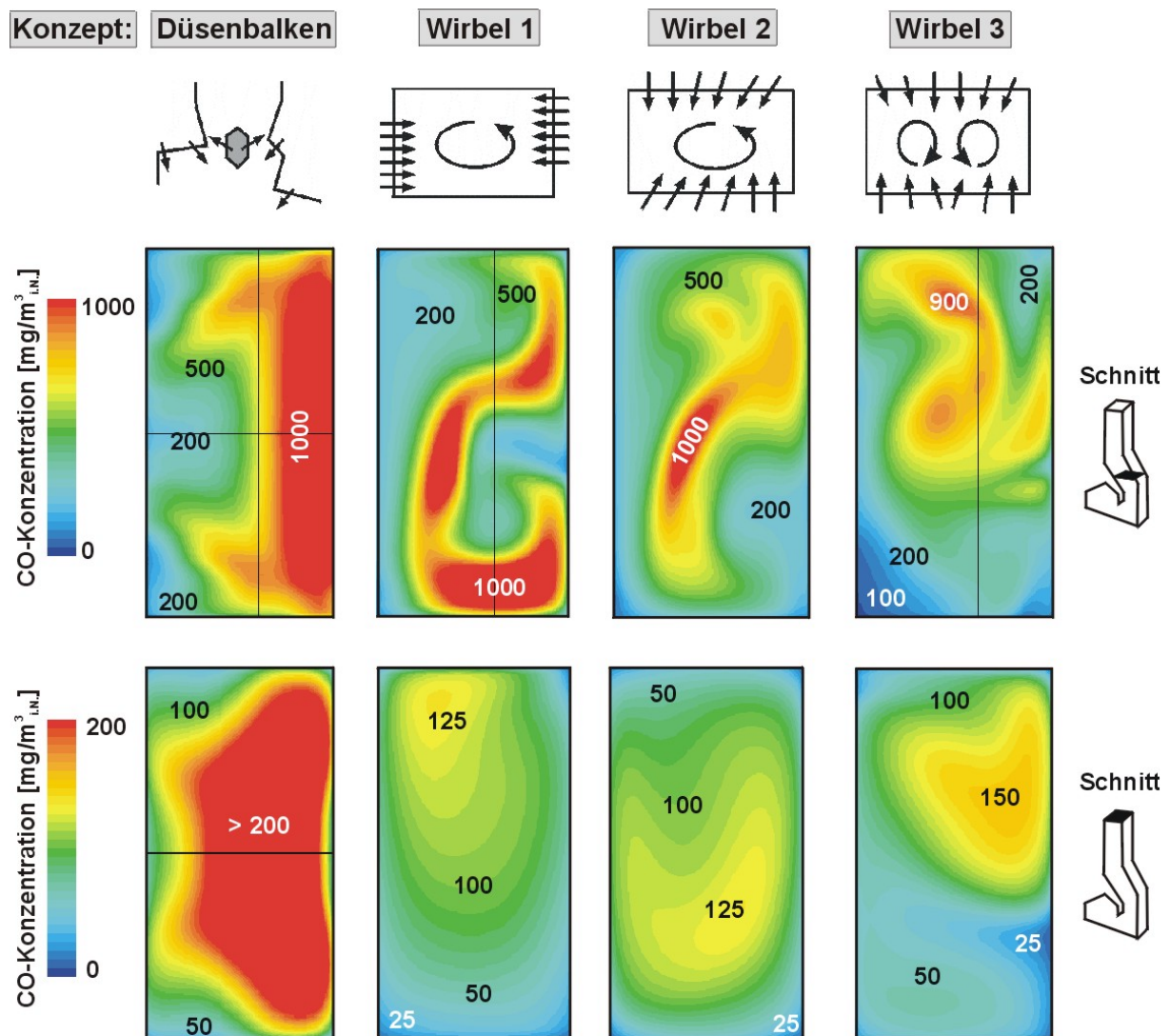


Bild 7.3.20: CO-Verteilungen bei der Gleichstromfeuerung mit Düsenbalken und für drei Wirbelkonzepte) [1.27]

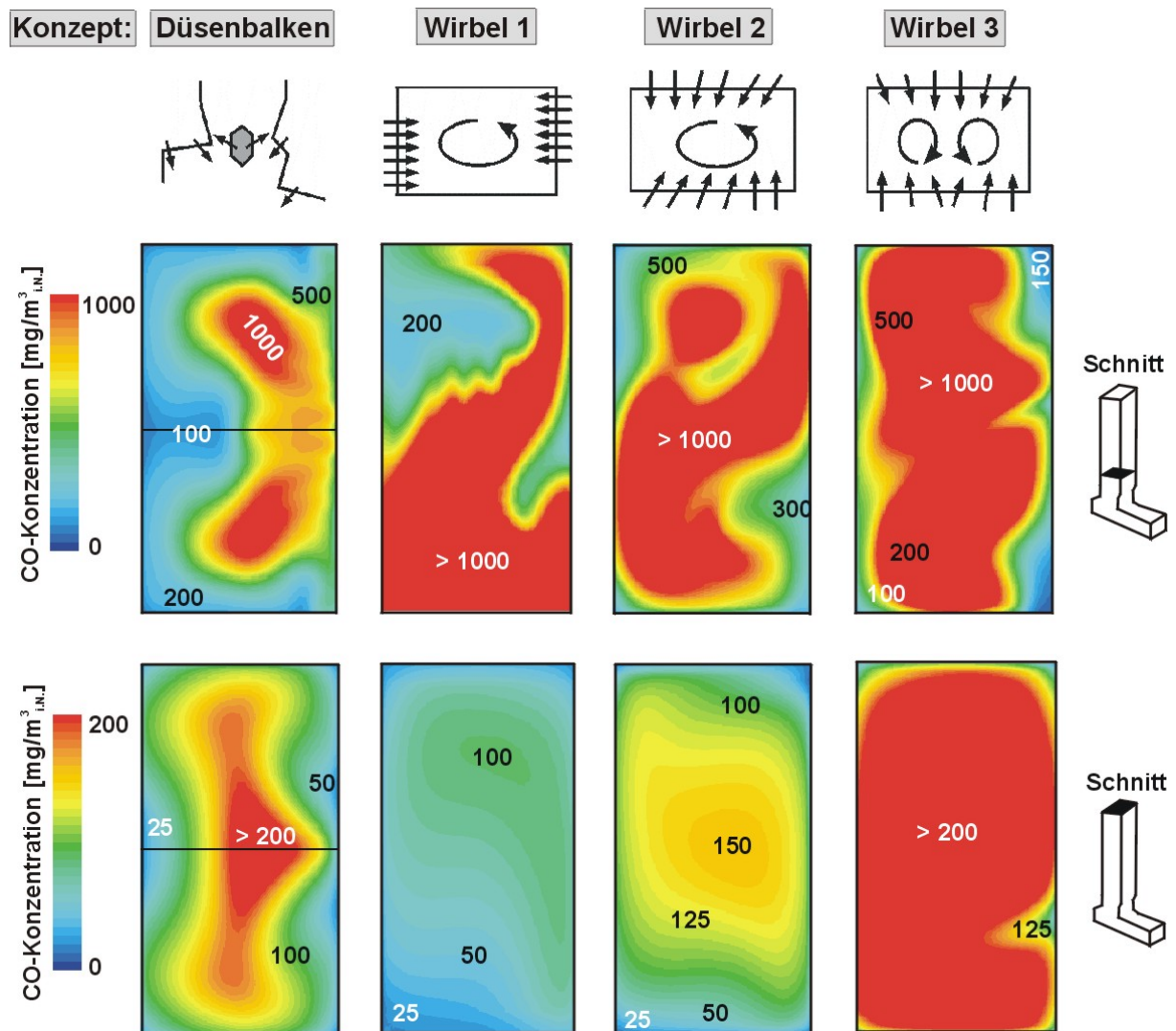


Bild 7.3.21: CO-Verteilungen bei der Gegenstromfeuerung mit Düsenbalken und für drei Wirbelkonzepte) [1.27]

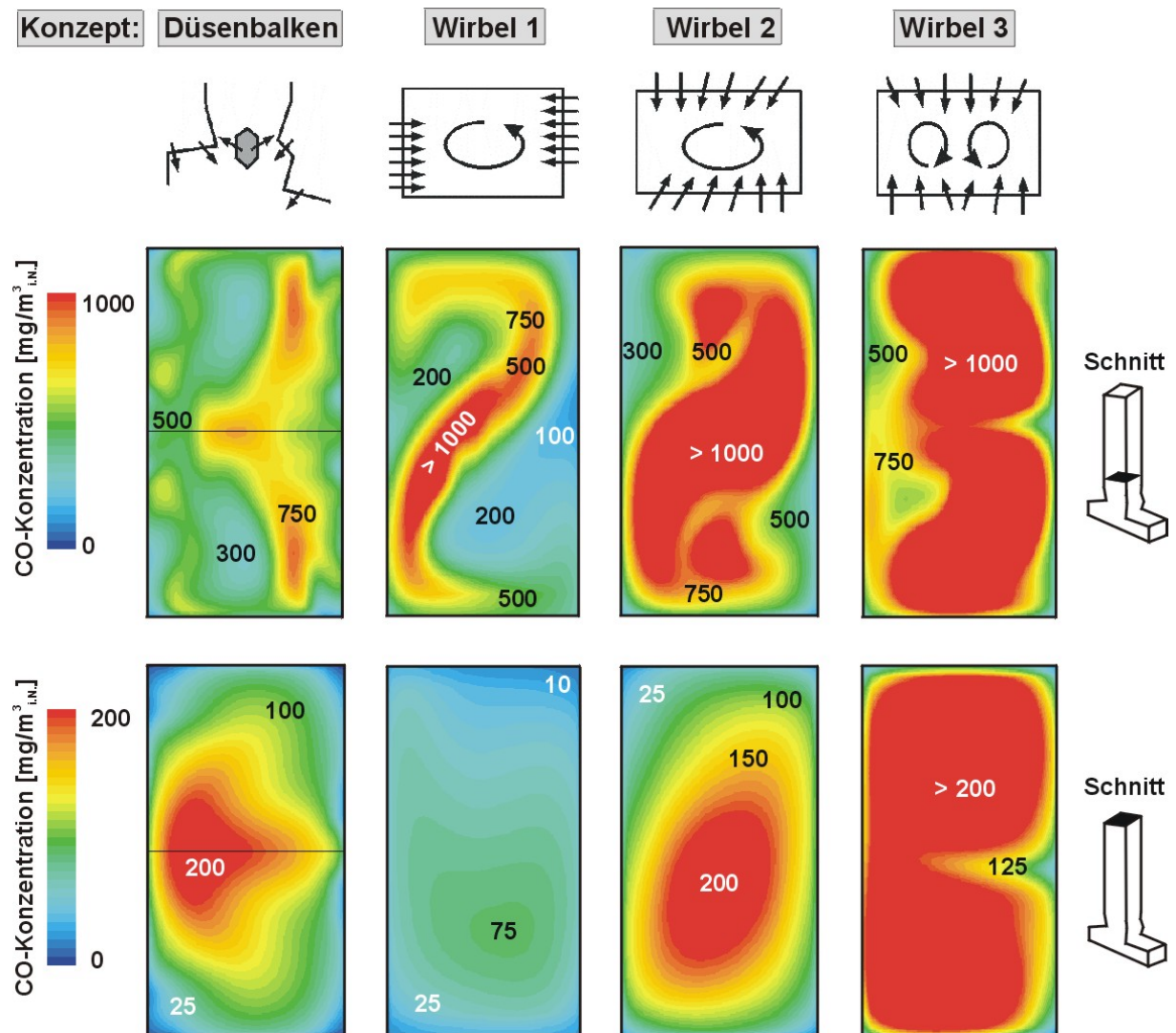


Bild 7.3.22: CO-Verteilungen bei der Mittelstromfeuerung mit Düsenbalken und für drei Wirbelkonzepte) [1.27]

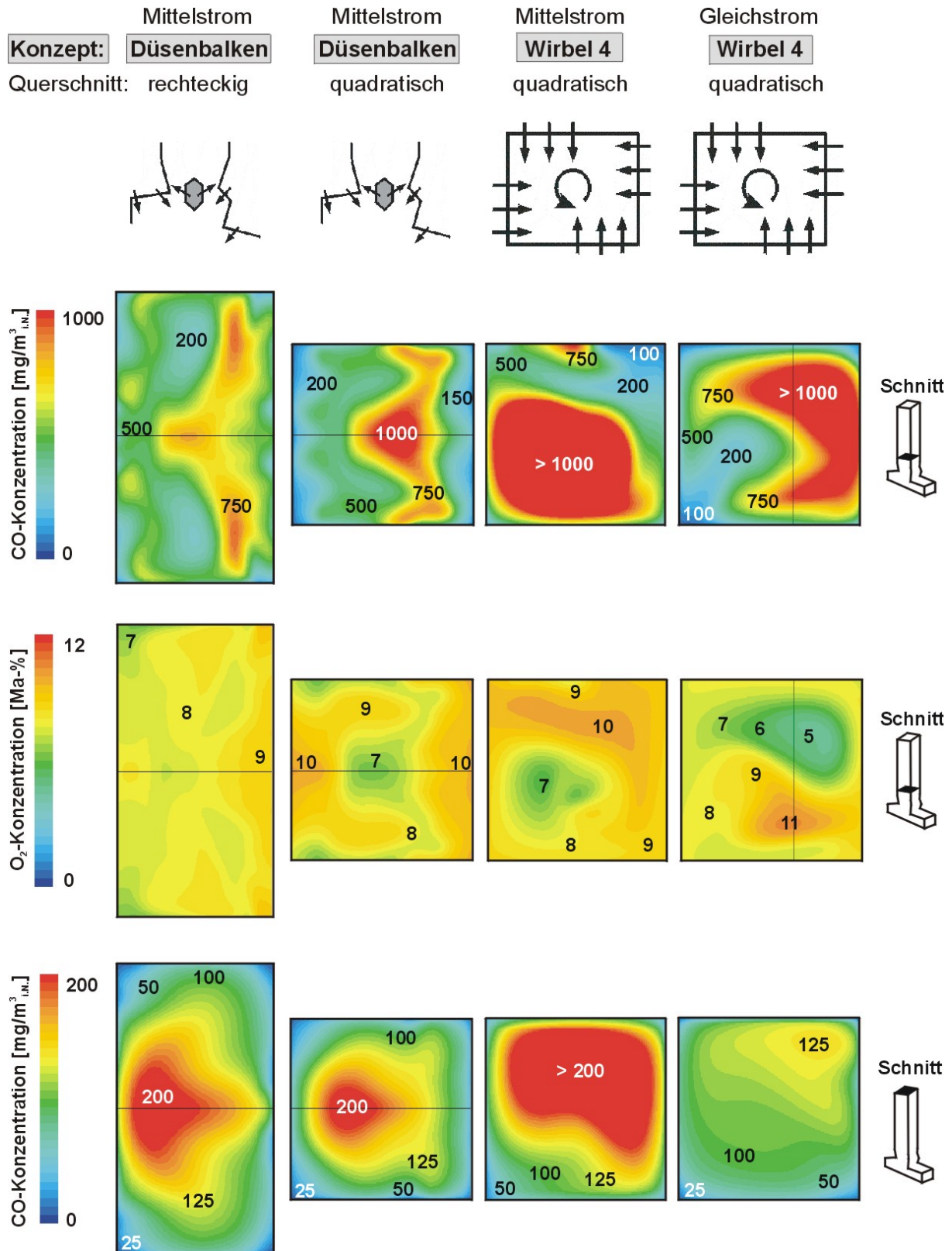


Bild 7.3.23: CO- und O₂-Verteilungen für rechteckige und quadratische Querschnitte sowie für ein weiteres Wirbelkonzept (4) [1.27]

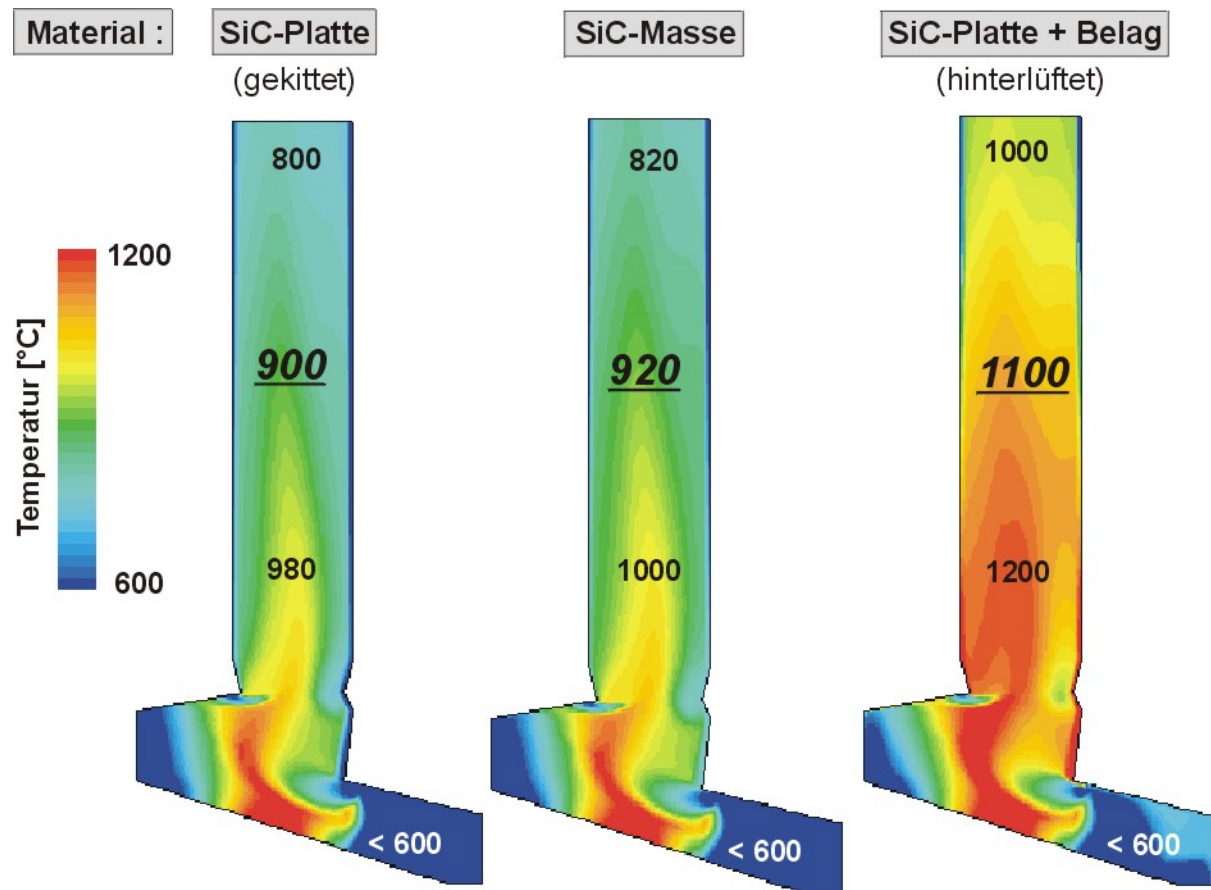


Bild 7.3.30: Vorhergesagte Temperaturen für drei Feuerfest-Systeme (vertikaler Schnitt durch die Symmetrieebene) [1.26]

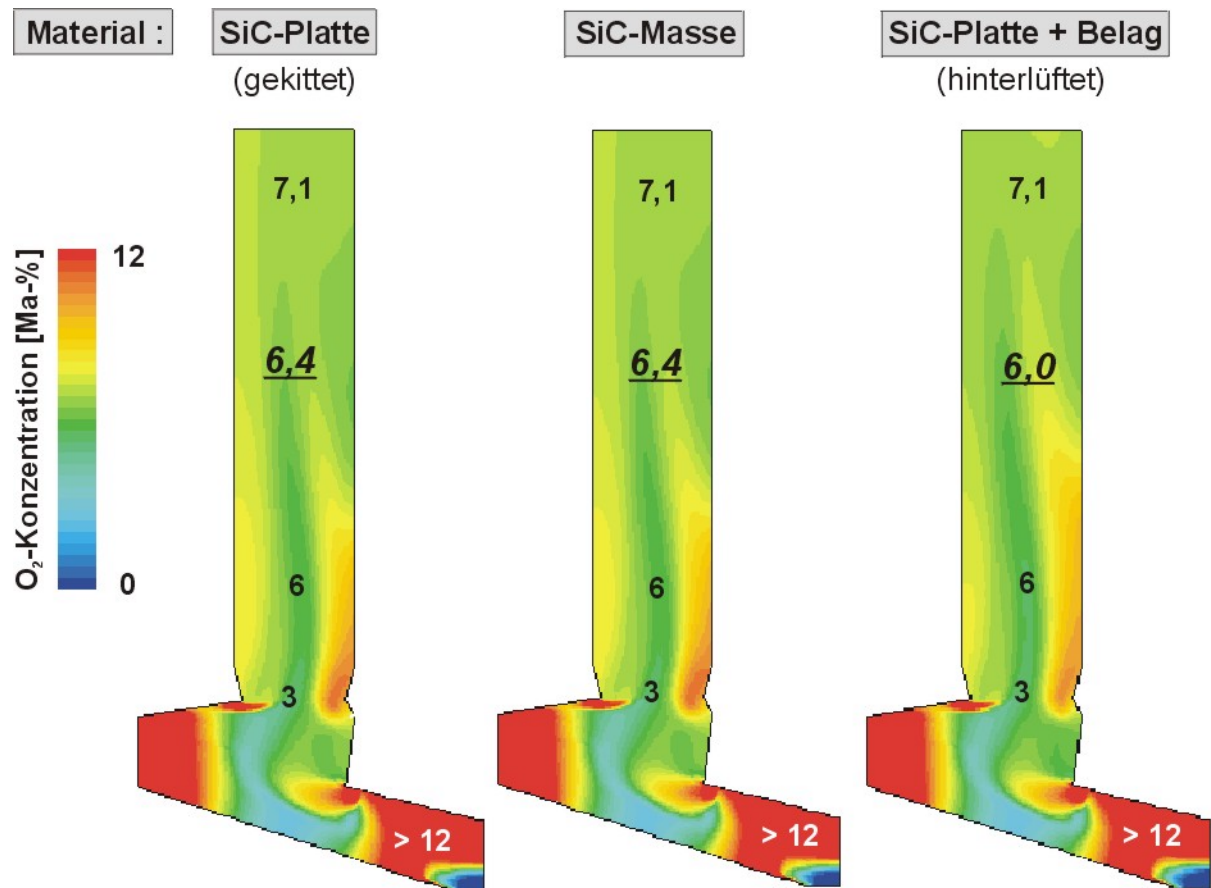


Bild 7.3.31: Berechnete O₂-Konzentrationen für drei Feuerfest-Systeme (vertikaler Schnitt durch die Symmetrieebene) [1.26]

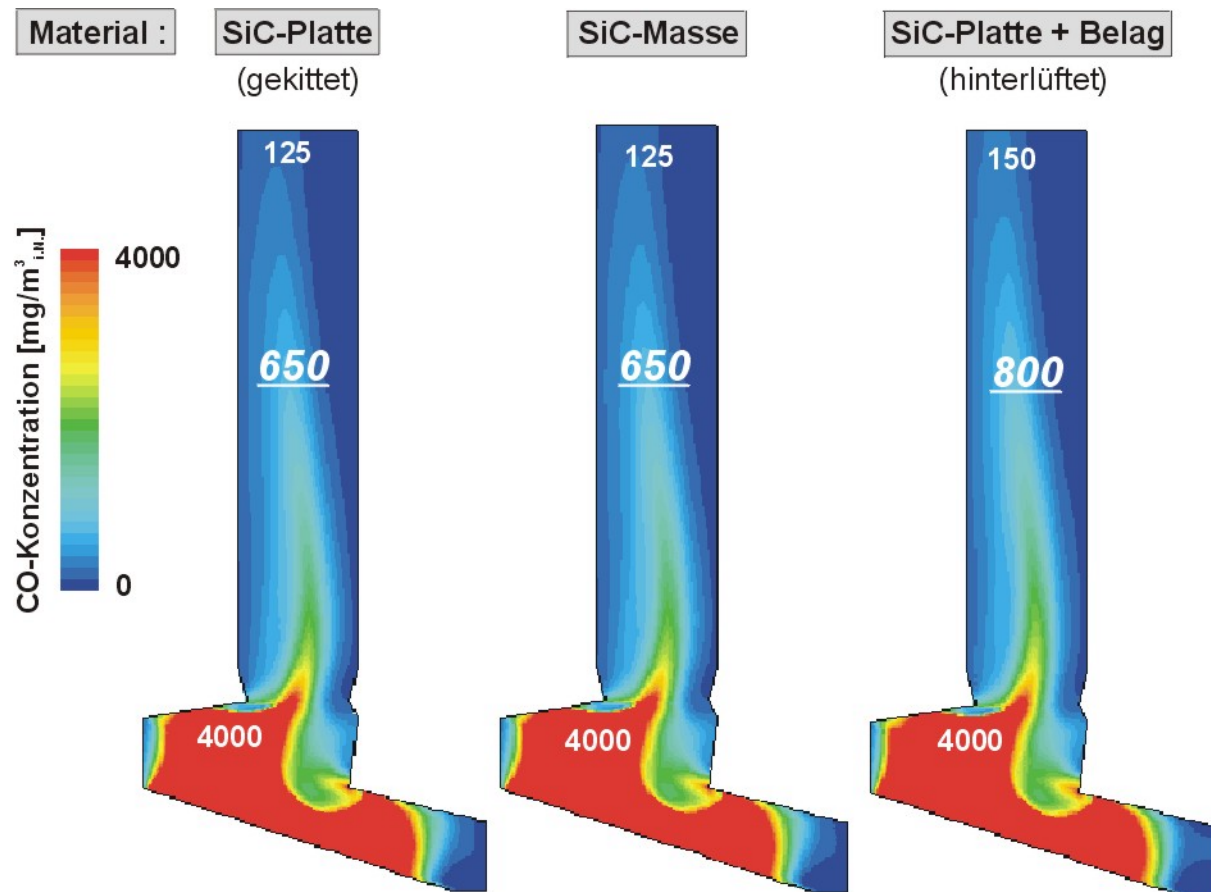


Bild 7.3.32: Vorhergesagte CO-Konzentrationen für drei Feuerfest-Systeme (vertikaler Schnitt durch die Symmetrieebene) [1.26]

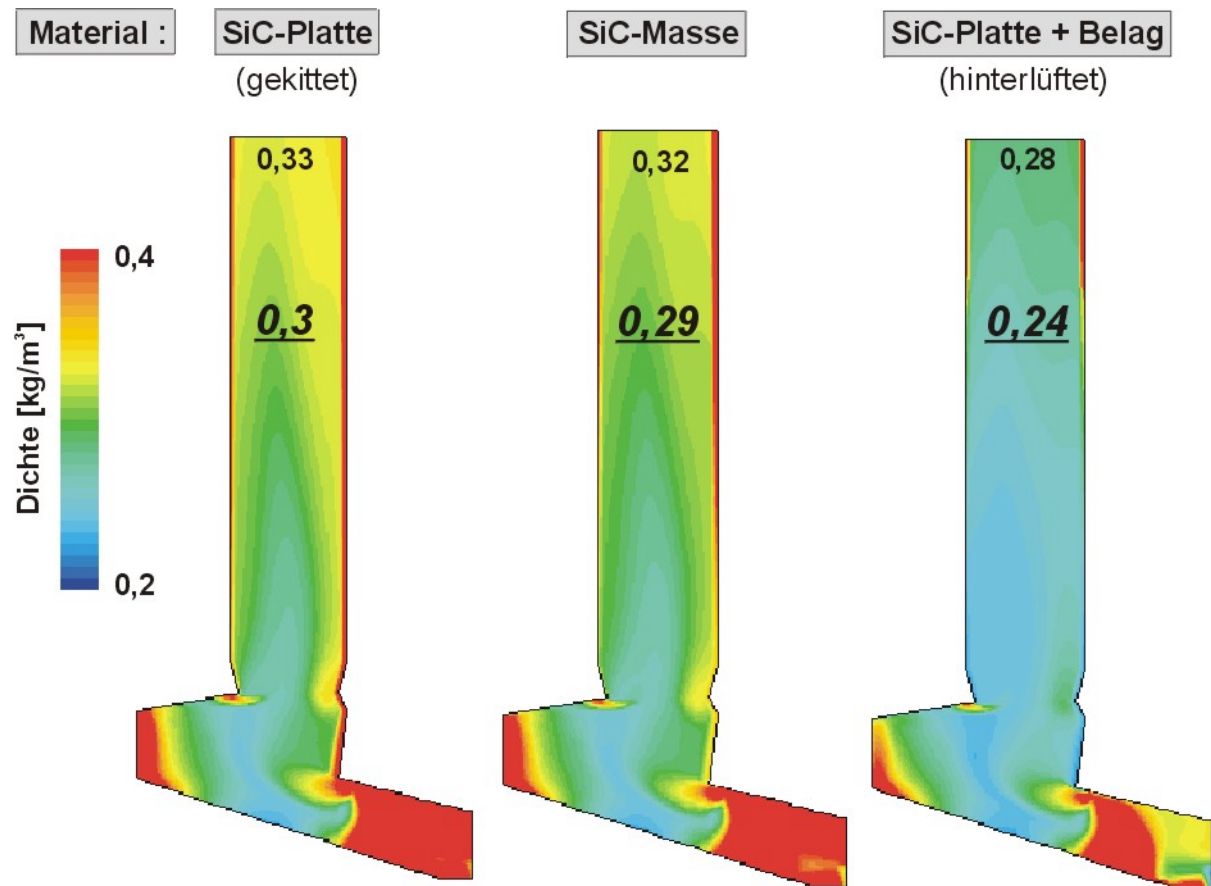


Bild 7.3.33: Berechnete Dichten für die Gasphase bei drei Feuerfest-Systemen (vertikaler Schnitt durch die Symmetrieebene) [1.26]

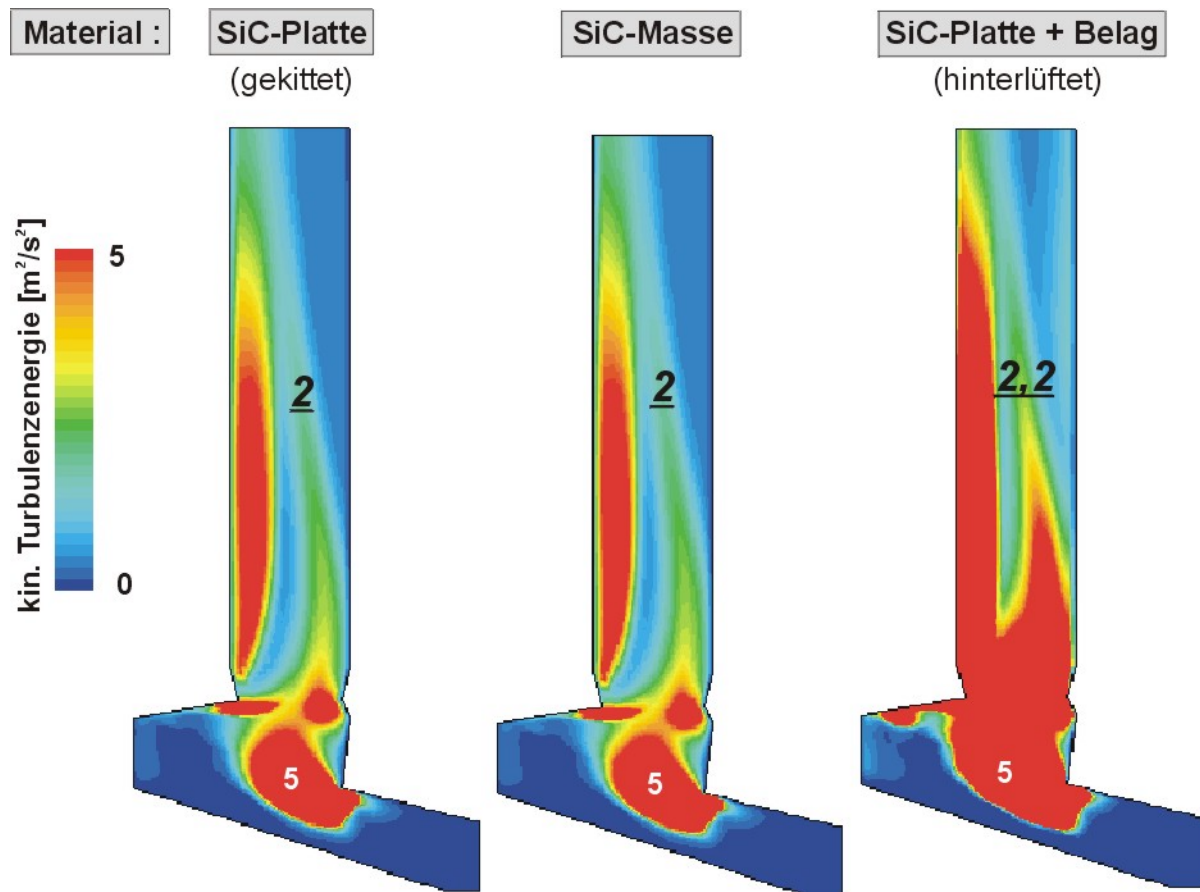


Bild 7.3.34: Vorhergesagte Werte für die kinetische Turbulenzenergie k bei drei Feuerfest-Systemen (vertikaler Schnitt durch die Symmetrieebene)
[1.26]

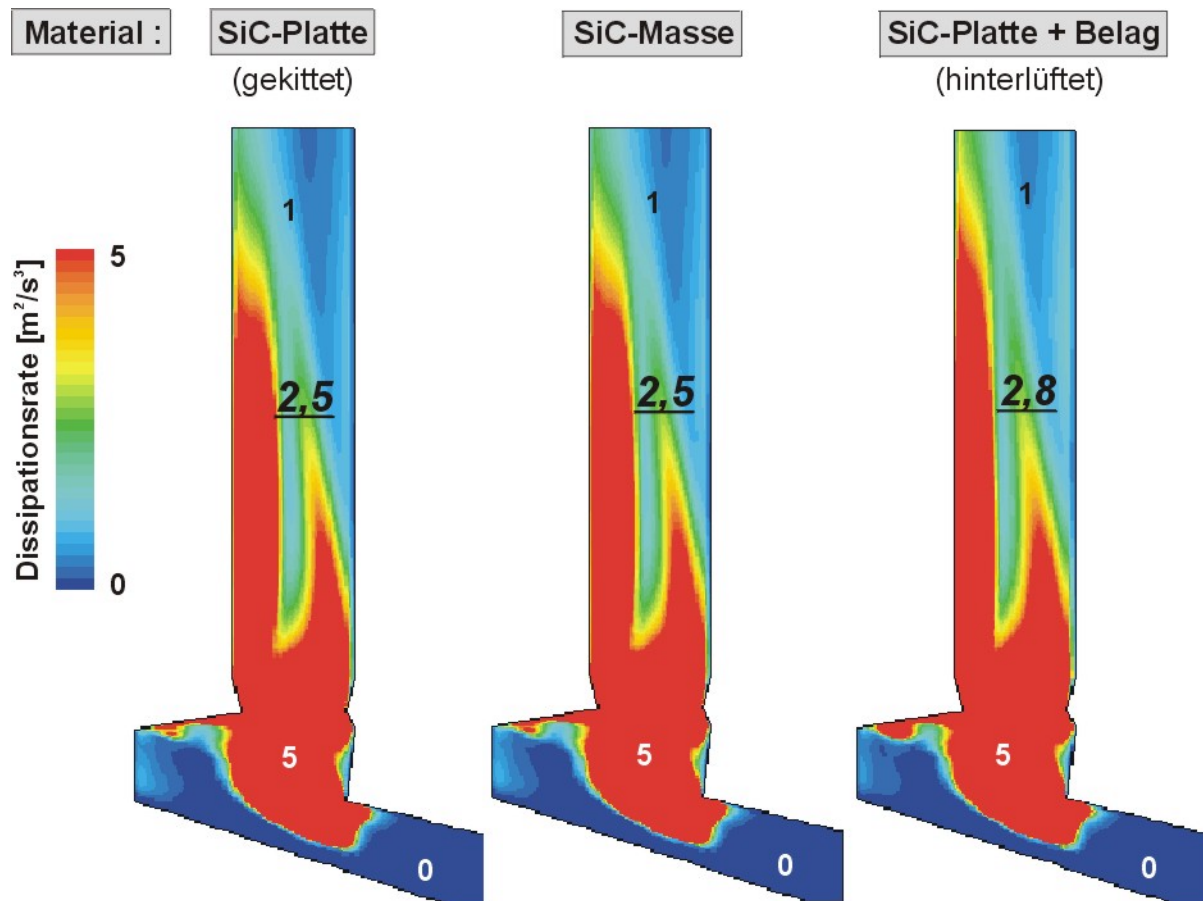


Bild 7.3.35: Berechnete Werte für die Dissipationsrate ε bei drei Feuerfest-Systemen (vertikaler Schnitt durch die Symmetrieebene) [1.26]

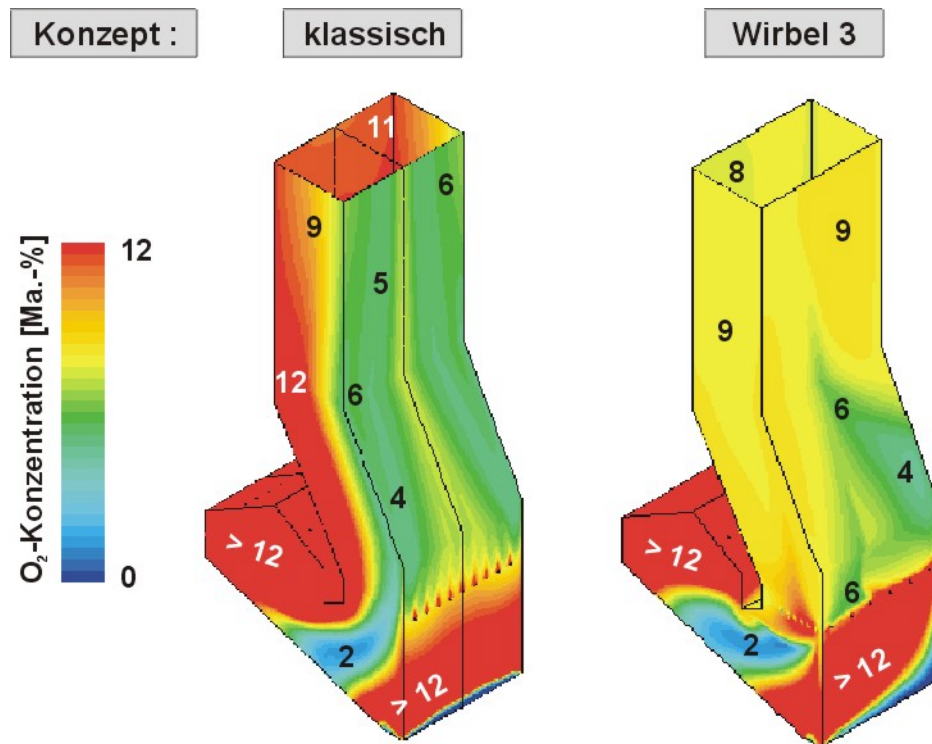


Bild 7.3.36: Wandnahe O₂-Konzentrationen für die Gleichstromfeuerung (klassische Sekundärlufteindüsung und Wirbelkonzept 3) [1.27]

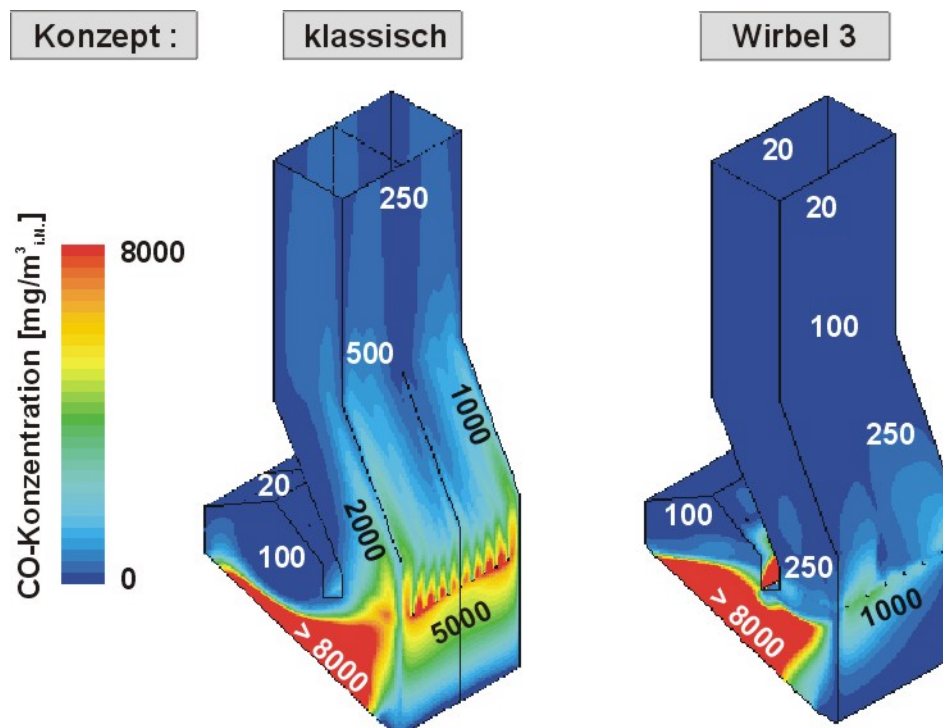


Bild 7.3.37: Wandnahe CO-Gehalte für die Gleichstromfeuerung (klassische Sekundärlufteindüsung und Wirbelkonzept 3) [1.27]

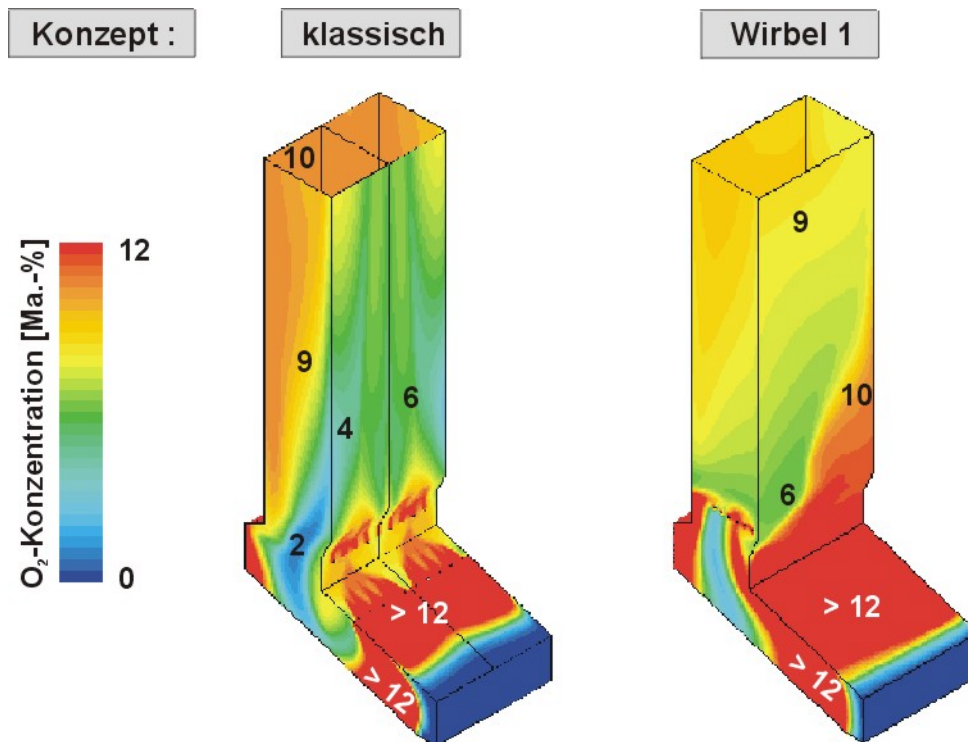


Bild 7.3.38: O_2 -Gehalte in Wandnähe bei Gegenstromfeuerungen (klassische Sekundärlufteindüsung und Wirbelkonzept 1) [1.27]

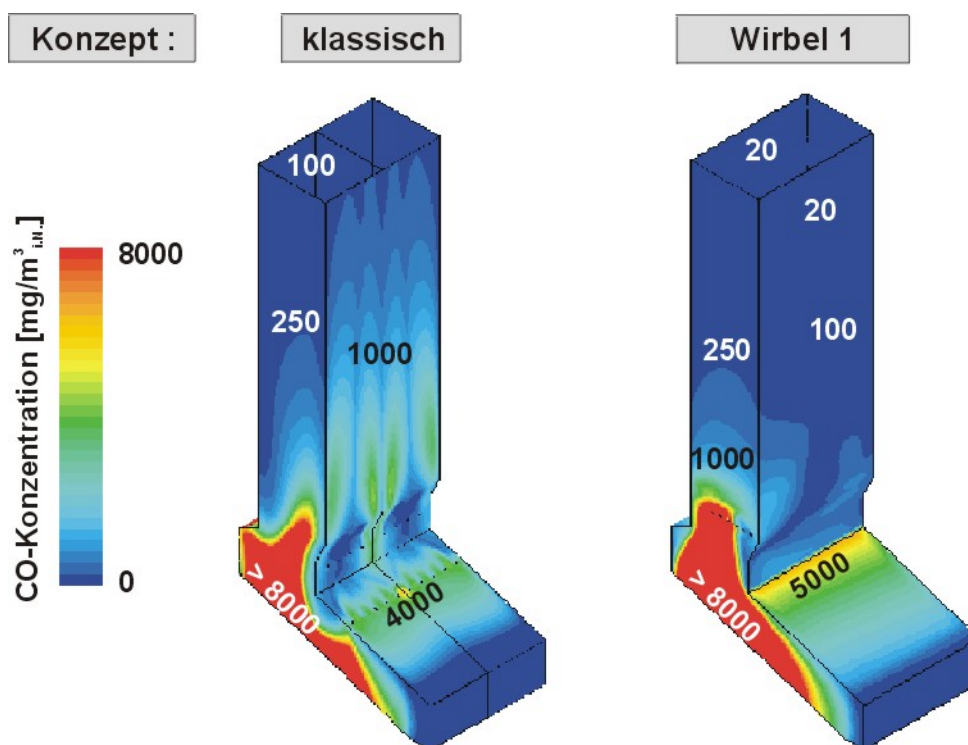


Bild 7.3.39: CO-Gehalte in Wandnähe bei Gegenstromfeuerungen (klassische Sekundärlufteindüsung und Wirbelkonzept 1) [1.27]

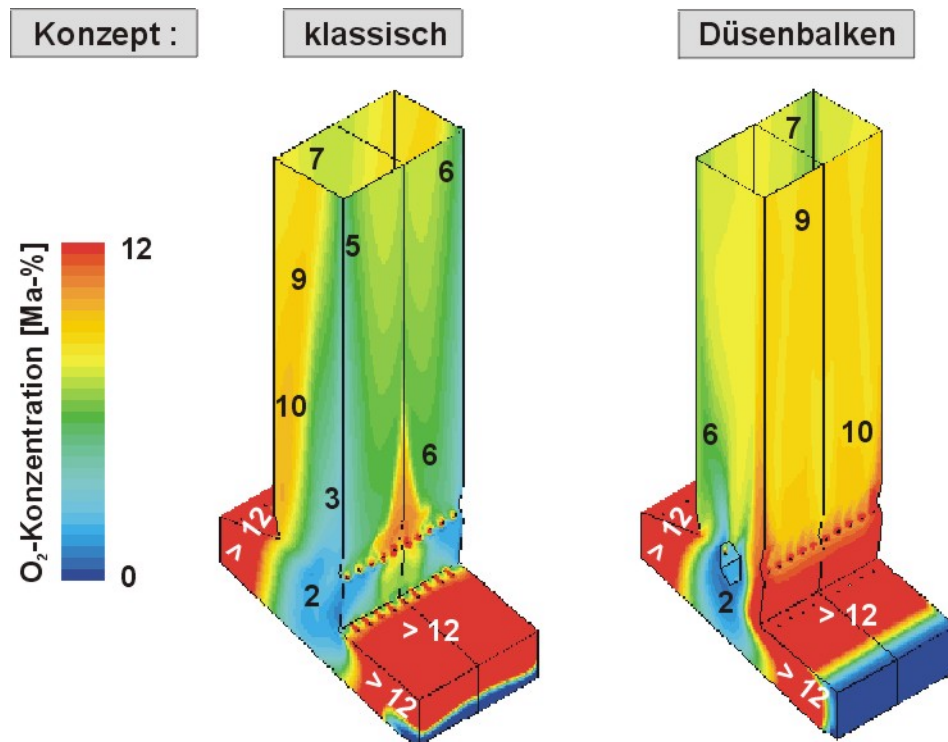


Bild 7.3.40: O₂-Gehalte in Wandnähe für die Mittelstrombetriebsweise (klassische Sekundärlufteindüsung und Düsenbalken) [1.27]

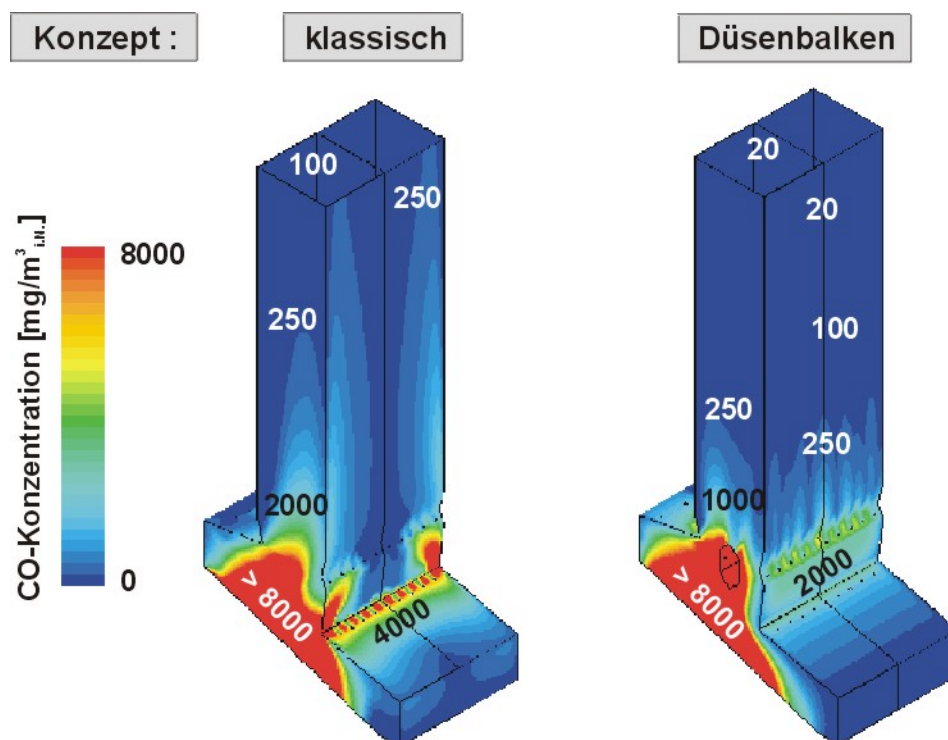


Bild 7.3.41: CO-Konzentrationen in Wandnähe für die Mittelstrombetriebsweise (klassische Sekundärlufteindüsung und Düsenbalken) [1.27]

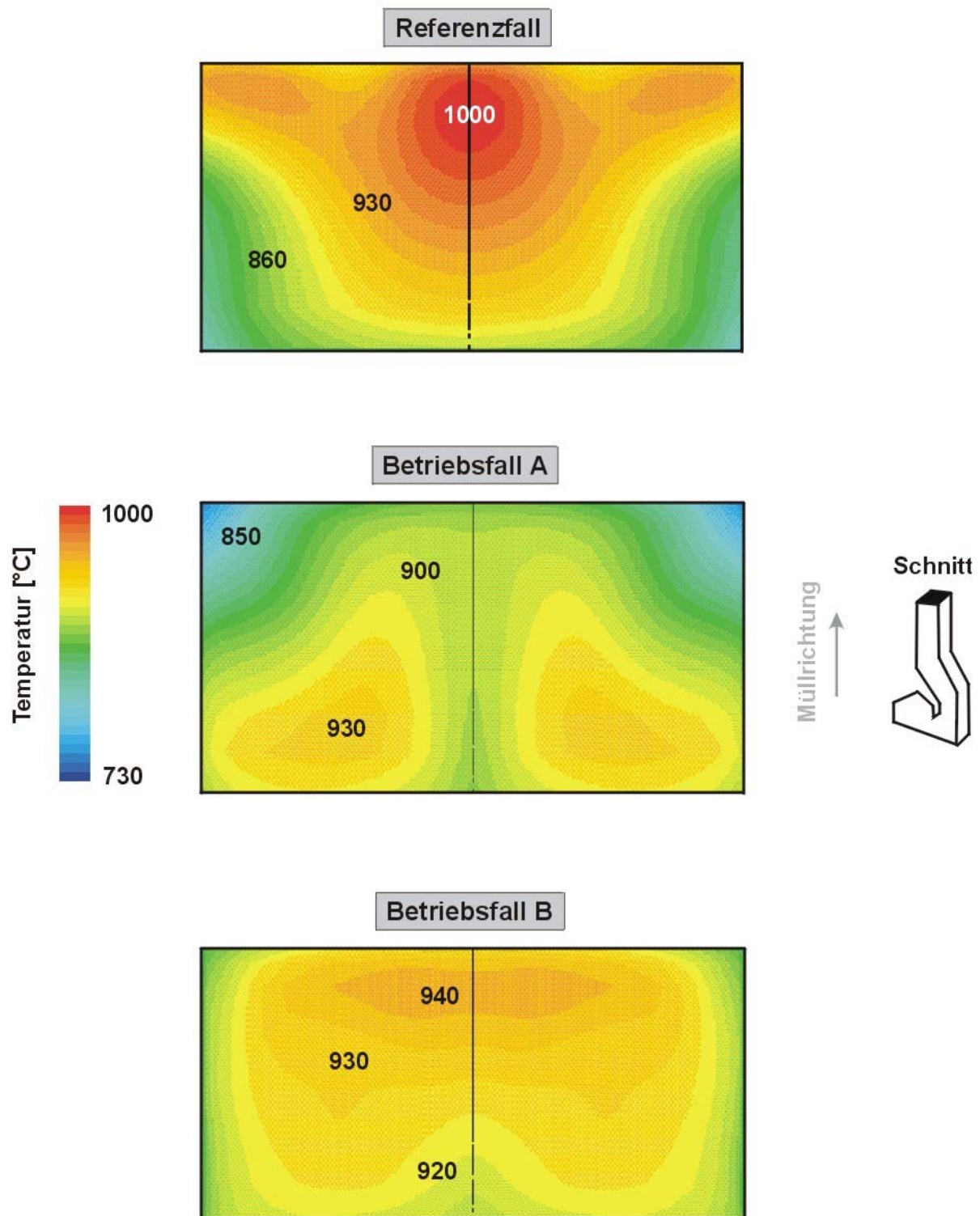


Bild 7.4.1: Vorhergesagte Temperaturen im 1. Zug bei $H = + 40 \text{ m}$ für drei Betriebsfälle [1.22]

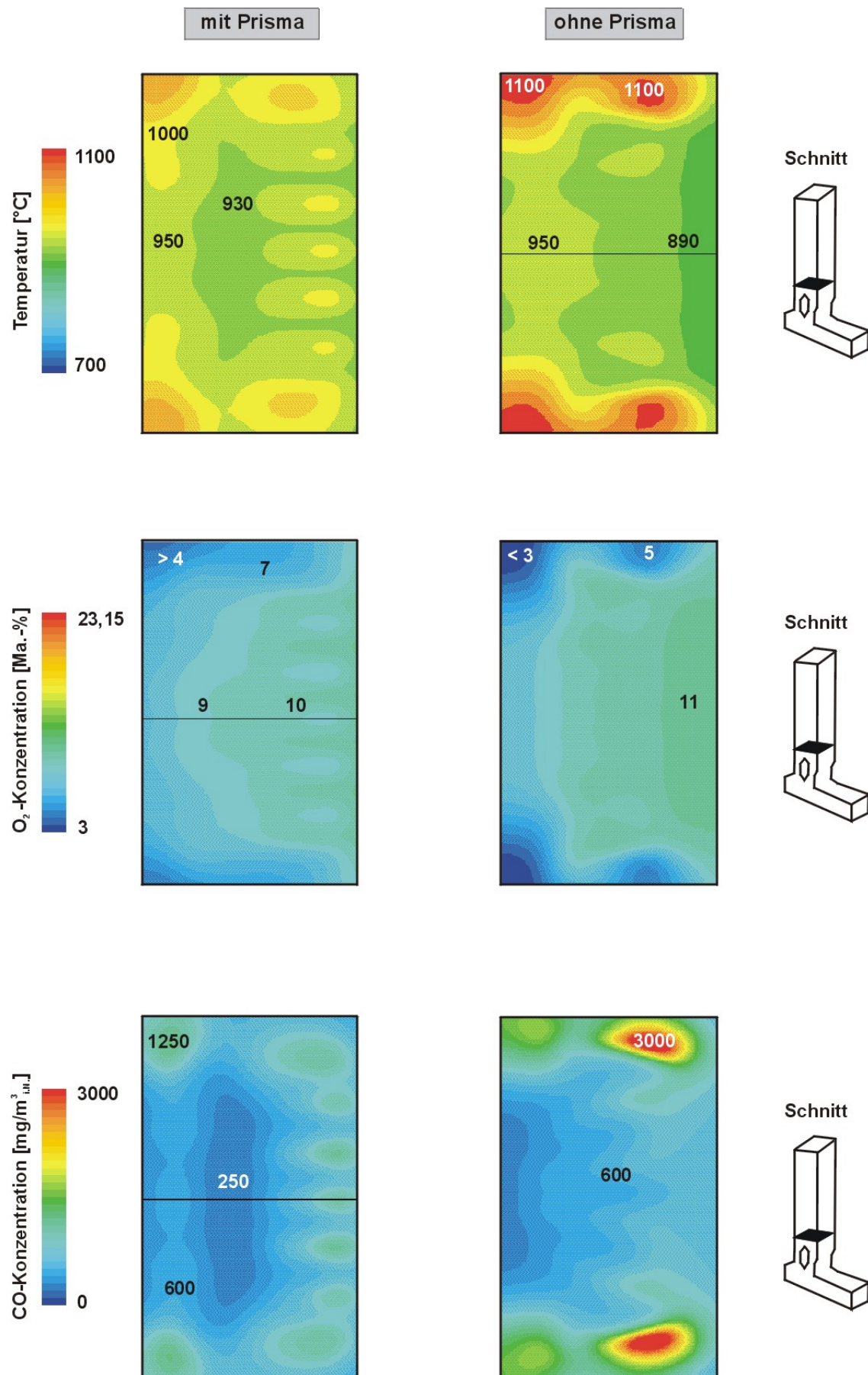


Bild 7.4.8: Einfluss des Bonner Prismas auf Temperatur- und Speziesverteilungen

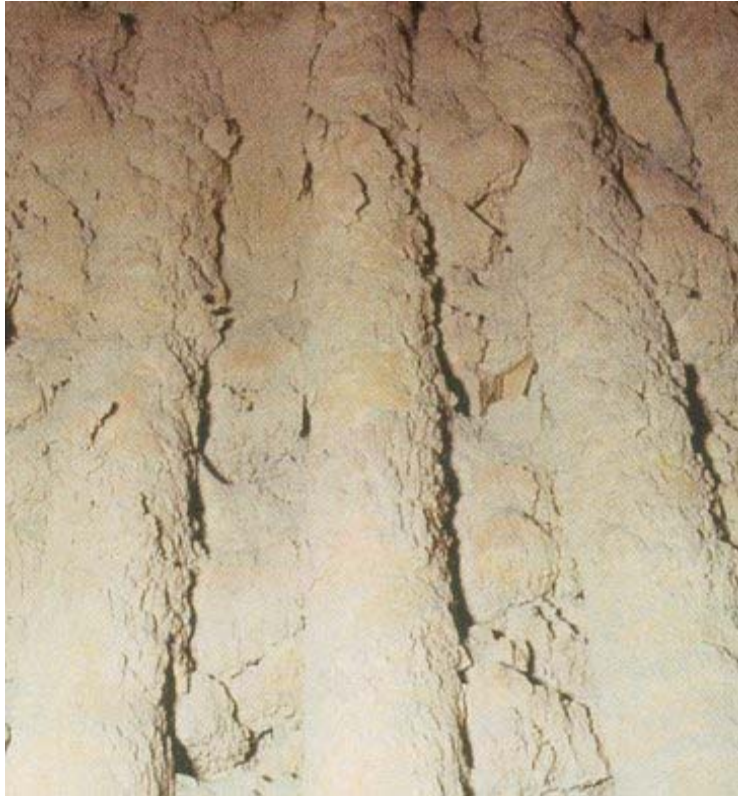


Bild 7.4.9: Ohne Prisma: Verschlackter Schottenüberhitzer

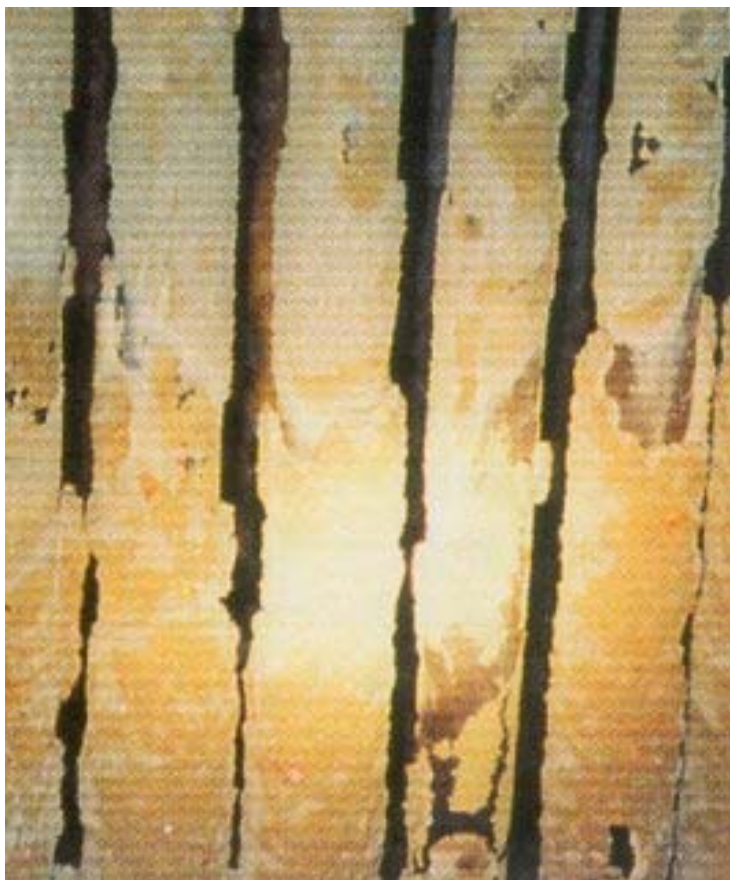


Bild 7.4.10: Mit Prisma: Schlackenfreier Schottenüberhitzer



Bild 7.4.11: Freie Sekundärluftdüsen im Prisma